

Desenvolvimento de um dispositivo experimental para medir a resistência ao impacto de ligações adesivas

Carlos Manuel Castillo de Castro

Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP:

Prof. Lucas F.M. da Silva

Coorientadores:

Inv. Carlos Moreira da Silva

Prof. António Mendes Lopes



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Agosto 2014

“Quando um homem tem a percepção que o seu pai estava certo, geralmente tem um filho que pensa que ele está errado”

Agradecimentos

Começo por agradecer aos meus orientadores, Engenheiro Carlos Moreira da Silva, Engenheiro Lucas F. M. da Silva e Engenheiro António Mendes Lopes, que contribuíram para o desenvolvimento e concretização deste trabalho, mostrando-se sempre disponíveis para ajudar caso algum problema ocorresse. Ao Engenheiro Carlos Moreira, queria deixar uma especial menção, foi dos que mais me apoiou na realização deste projeto, tendo sido extremamente gratificante aprender com uma pessoa de bastante conhecimento. Gostava de agradecer também ao Engenheiro Miguel Figueiredo, devido a disponibilidade que teve sempre que precisava de observar a máquina de impacto existente na faculdade.

Um muito obrigado aos meus amigos de curta e longa data, que estiveram comigo durante este percurso académico e fizeram parte da minha formação. Queria agradecer especialmente à minha família que sempre me apoiou, à minha mãe, ao meu irmão e em especial ao meu pai que infelizmente não pode estar presente nesta etapa da minha vida.

Como não poderia faltar queria agradecer à Unidade de Derretidos, pelos bons momentos que passamos juntos durante estes anos e que seguramente continuarão.

Resumo

É do interesse do Grupo de Adesivos da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (ADFEUP) dispor de uma máquina de impacto para ligações adesivas com uma gama de energias para teste superior a máquina existente na faculdade, de modo a ser possível realizar testes de impacto que não se conseguem de momento.

Este trabalho, visa o estudo e projeto de uma máquina de impacto para ligações adesivas. Foi especificado que a energia potencial máxima que a máquina deveria ter para cada teste, era de 700 J e a velocidade de impacto seria de 5 m/s. Devido a complexidade do projeto, este foi dividido por dois grupos, um trata da realização e validação do projeto mecânico e o outro do acionamento e programação.

Para o projeto da máquina foram utilizados os *softwares Solidworks 2014®*, programa utilizado para modelação CAD e consequente validação dos componentes modelados através de simulações e *Kissoft 2013®*, programa que ajuda no desenvolvimento de rodas dentadas. Depois de concebida a estrutura, utilizou-se o *Solidworks Simulation* para realizar as simulações de carácter estático e dinâmico necessárias para se perceber, se a estrutura proposta era segura estruturalmente, assim como os componentes principais que a integram.

Mechanical development of an experimental dispositive to measure the impact resistance of adhesive joints

Abstract

It is an interest of the Group of Adhesives of the Faculty (ADFEUP), to have an impact machine for adhesive joints with an array of energy for testing superior than the impact machine that already exists in the faculty, so that it's possible to conduct tests that aren't possible in the moment.

This work aims to study and project an impact machine to be used in adhesive joints. It was specified that the maximum potential energy that the machine could test was 700 J, and the impact velocity would be of 5 m/s. Given the complexity of the project, it was divided by two groups, one takes care of the mechanical project and validation and the other the actuation and programming.

For the project of the machine, the softwares used were Solidworks 2014®, a program used for CAD modeling and validation of modelated components by means of simulations and Kisoft 2013®, a software that helps with the development of gears. After the core structure was conceived, Solidworks Simulation was used for simulating the components statically and dynamically, to understand if the proposed structure was structurally safe, as well as the key components of the machine.

Índice de conteúdos

1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Contextualização	1
1.3 Definição do problema e especificações	2
1.4 Estrutura da dissertação	3
2. Pesquisa bibliográfica.....	4
2.1 Ensaio de impacto de ligações adesivas	4
2.2 Tipos de testes mais importantes realizados com uma máquina de impacto	5
2.2.1 Ensaio Charpy	5
2.2.2 Ensaio Izod.....	6
2.2.3 <i>Wedge Peel</i> (ISO 11343) [2].....	7
2.2.4 <i>Lap Shear</i> (Resistência ao corte)	8
2.3 Máquinas de impacto comerciais.....	9
2.3.1 Historial na FEUP	10
2.3.2 Comparação entre diferentes máquinas de ensaio de impacto.....	11
3.Princípio de funcionamento mecânico	12
3.1 Estrutura.....	13
3.1.1 Base.....	13
3.1.2 Perfis Bosch	14
3.2 Mecanismo de elevação da carga.....	18
3.2.1 Tambor	20
3.2.2 Moto redutor	25
3.2.3 Veios	26
3.2.4 Casquilho	32

3.2.5 Engrenagem	33
2.3.6 Suportes e fixação do motor	35
3.2.7 Rolamentos	37
3.3 Sistema de guiamento da carga	40
3.3.1 Fixação das guias	40
3.3.1.1 Casquilhos	42
3.3.1.2 Elementos de fixação dos casquilhos	42
3.3.2 Mecanismo de transporte	43
3.3.2.1 Carro	44
3.3.2.2 Rolamentos lineares de esferas.....	44
3.3.2.3 Tampa de fixação.....	45
3.3.2.4 Solenoide	46
3.3.2.5 Elementos de fixação do solenoide e cabo	47
3.4 Sistema de libertação da carga	48
3.4.1 Varão exterior	50
3.4.2 Mangas de guiamento	50
3.4.3 Peça intermédia	50
3.4.4 Anel das esferas	50
3.4.5 Mola	51
3.4.6 Tampas	52
3.4.7 Anéis elásticos	53
3.5 Sistemas de impacto.....	53
3.5.1 Veio da carga	55
3.5.2 Limitador de posição.....	55
3.5.3 Bigorna.....	56
3.5.4 Acoplamento ao transdutor	56

3.5.5 Transdutor	57
3.5.6 Espiga de impacto	59
3.5.7 Ponta de impacto	60
4.Projeto mecânico	61
4.1 Cálculo estrutural – Tipos de malha usado	62
4.2 Estrutura	63
4.2.1 Estrutura-estudo estático	65
4.2.2 Estrutura-estudo dinâmico	68
4.3 Impactador-estudo dinâmico	71
5.Conclusões e desenvolvimentos futuros	74
Referências bibliográficas	76
Anexo A: Estrutura	78
Anexo B: Chapa da base	80
Anexo C: Chapa lateral	82
Anexo D: Fixação das patas	84
Anexo E: Soldadura	86
Anexo F: Tambor	88
Anexo G: Veio do tambor	90
Anexo H: Veio roscado	92
Anexo I: Casquilho roscado	94
Anexo J: Suporte 1	96
Anexo K: Suporte 2	98
Anexo L: Chapa de reforço	100
Anexo M: Varão do motor	102
Anexo N: Chapa de centragem do motor	104
Anexo O: Suporte intermédio	106

Anexo P: Casquilho superior	108
Anexo Q: Casquilho inferior	110
Anexo R: Meio-anel	112
Anexo S: Carro	114
Anexo T: Tampa do rolamento.....	116
Anexo U: Chapa de suporte quinada	118
Anexo V: Chapa de fixação do solenoide	120
Anexo W: Acoplamento do cabo	122
Anexo X: Pino	124
Anexo Y: Peça exterior.....	126
Anexo Z: Peça intermédia	128
Anexo AA: Mecanismo de esferas	130
Anexo AB: Mola	132
Anexo AC: Tampa 1.....	134
Anexo AD: Tampa 2	136
Anexo AE: Veio de ligação às esferas.....	138
Anexo AF: Bigorna	140
Anexo AG: Peça de controlo de folga	142
Anexo AH: Ligação do transdutor 1.....	144
Anexo AI: Ligação do transdutor 2	146
Anexo AJ: Ligação do transdutor 3	148
Anexo AK: Contra-porca.....	150
Anexo AL: Veio de titânio	152
Anexo AM: Impactador de aço	154

Lista de símbolos

σ_c	Tensão de compressão (MPa)
τ	Tensão de corte (MPa)
M	Binário (Nm)
v	Velocidade (m/s)
w	Velocidade angular (rad/s)
m	Massa (kg)
l	Comprimento (mm)
r	Raio (mm)
d	Diâmetro (mm)
P	Potência (kW)
k	Coefficiente para cabos
c	Coefficiente para tambores
v	Fator de segurança para cabos
n	Velocidade de rotação (rpm)
I	Momento de inércia (m ⁴)
f	Flecha (μm)
E	Módulo de Young (GPa)
m	Módulo
f	Frequência (Hz)
B	Largura (mm)
h	Altura (mm)
F	Força (N)

Lista de figuras

Figura 1 – Ensaio Charpy [5]	5
Figura 2 – Curvas obtidas em ensaios Charpy de dois adesivos [5]	6
Figura 3 – Ensaio Izod [6]	6
Figura 4 – Dispositivo de cunha simétrica [5].....	7
Figura 5 – Curva força-tempo de um ensaio cunha simétrica [5]	7
Figura 6 – Várias configurações de Lap Joints, com melhorias da junta em sentido descendente [7]	8
Figura 7 – Curvas força-deformação típicas de um ensaio de simples sobreposição com vários substratos [7].....	8
Figura 8 – Máquinas de ensaio de impacto: a) Zwick HIT230F; b)Instron 9210	9
Figura 9 – Máquina de ensaio de impacto Rosand IFW5 [1].....	10
Figura 10 – Representação da máquina projetada	12
Figura 11 – Base da estrutura em aço Fe350 (mm).....	14
Figura 12 – Estrutura da máquina de ensaio de impacto	15
Figura 13 – a) Ligação por parafusos autoroscantes em perfis topo a topo; b) Ligação por conectores angulares de ângulo variável	16
Figura 14 – Ligação dos perfis 90x180H à base. Vista superior à esquerda e vista inferior à direita	16
Figura 15 – Ligação das chapas de aço aos perfis, recorrendo a blocos roscados que se inserem nos perfis	17
Figura 16 – Sistema de elevação da carga.....	19
Figura 17 – Representação em corte da zona abrangida pelo veio do tambor	19
Figura 18 – Representação em corte da zona abrangida pelo veio roscado	20
Figura 19 – Tambor (mm)	24
Figura 20 – Moto-redutor PM60G	25
Figura 21 – Solicitações sobre o tambor	26

Figura 22 – Veio do tambor com os diferentes diâmetros (mm).....	30
Figura 23 – União elástica Rotex 19	31
Figura 24 – Veio roscado com os diferentes diâmetros (mm) e passo da rosca	32
Figura 25 – Casquilho com roscado interior e dimensões (mm).....	33
Figura 26 – Rodas dentadas de 60 (esquerda) e 30 (direita) dentes (mm)	34
Figura 27 – Vista em corte do primeiro suporte (mm).....	35
Figura 28 – Vista em corte do segundo suporte (mm)	35
Figura 29 – Modo de fixação do motor elétrico	36
Figura 30 – Vista em corte do suporte intermédio (mm)	37
Figura 31 – Rolamento rígido de esferas de uma carreira 2RZ [19].....	37
Figura 32 – Desenho de definição e esquema de montagem do rolamento 61804-2RZ [19]	38
Figura 33 – Desenho de definição e esquema de montagem do rolamento 61904-2RZ [19]	39
Figura 34 – Desenho de definição e esquema de montagem do rolamento 61810-2RZ [19]	40
Figura 35 – a) Fixação das guias a estrutura (parte de cima); b) Vista em corte da fixação do casquilho superior e guia	40
Figura 36 – a) Fixação das guias a estrutura (parte de baixo); b) Vista em corte da fixação do casquilho inferior e guia	41
Figura 37 – Sistema de ajustamento das guias [1]	41
Figura 38 – Casquilhos superior (esquerda) e inferior (direita) com comprimentos (mm)	42
Figura 39 – Meio anel para fixar os casquilhos.....	43
Figura 40 – Mecanismo de transporte da carga.....	43
Figura 41 – Carro (mm).....	44
Figura 42 – Desenhos de definição e características do rolamento KB25-PP-AS [20]	45

Figura 43 – Tampa de fixação do rolamento linear de esferas	45
Figura 44 – Curva força-deslocamento de acordo com o duty-cycle	46
Figura 45 – Desenhos de definição do solenoide V45 [21].....	46
Figura 46 – Fixação do solenoide e da peça que irá ligar o cabo ao carro	47
Figura 47 – Mecanismo de libertação da carga	48
Figura 48 – Fixação e libertação da carga. 1 – Fase de aproximação do veio da bigorna; 2 – Fase de acoplamento do veio; 3 – Veio da bigorna acoplado; 4 – Fase de libertação do veio da bigorna	49
Figura 49 – Características da mola [23].....	51
Figura 50 – Tampa exterior de fixação ao carro.....	52
Figura 51 – Sistema de impacto	54
Figura 52 – Fixação dos limitadores de posição	55
Figura 53 – Modo de acoplamento do transdutor.....	57
Figura 54 – Esquema de montagem do transdutor 9361B (recomendação do fabricante) [25].....	58
Figura 55 – Desenho de definição do transdutor 9361B [25]	59
Figura 56 – Malha da estrutura.....	64
Figura 57 – Distribuição de tensões de Von Mises (MPa) na estrutura	65
Figura 58 – Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)	66
Figura 59 – Deformação resultante	66
Figura 60 – Fator de segurança (FOS)	67
Figura 61 – 1) Efeito do 1º modo de vibração na estrutura; 2) Efeito do 2º modo de vibração na estrutura.....	68
Figura 62 – 3) Efeito do 3º modo de vibração na estrutura; 4) Efeito do 4º modo de vibração na estrutura.....	69
Figura 63 – 5) Efeito do 5º modo de vibração na estrutura.....	69
Figura 64 – Malha utilizada para o ensaio do impactador.....	71

Figura 65 – Distribuição de tensões de Von Mises (MPa) no conjunto do impactador. a) Vista frontal, b) Vista de baixo.....	72
Figura 66 – Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)	72
Figura 67 – Deformação resultante (mm) do conjunto do impactador. a) Vista frontal, b) Vista de baixo	73

Lista de tabelas

Tabela 1 – Comparação entre várias máquinas de ensaios de impacto com a máquina a projetar	11
Tabela 2 – Massa de acordo com a energia potencial	21
Tabela 3 – Classificação de cabos para máquinas de elevação em grupos (DIN 4130) [11]	22
Tabela 4 – Fatores de segurança v e coeficientes k e c (DIN4130) [11]	22
Tabela 5 – Características do moto-redutor PM60G [14]	26
Tabela 6 – Sistema de ajustamento de furo básico	28
Tabela 7 – Características do rolamento 61804-2RZ [19].....	38
Tabela 8 – Características do rolamento 61903-2RZ [19].....	39
Tabela 9 – Características do rolamento 61810-2RZ [19].....	39
Tabela 10 – Dados técnicos do transdutor 9361B [25]	58
Tabela 11 – Dimensões do transdutor 9361B [26]	59
Tabela 12 – Comparação dos valores dos momentos de inércia e módulos de seção	63
Tabela 13 – Resultados obtidos na análise frequencial	70

1.Introdução

O presente capítulo, tem como objetivo, introduzir o tema da dissertação, enunciando a motivação e a finalidade deste trabalho, assim como os objetivos propostos. Serão ainda expostos os dados concretos do sistema que se pretende desenvolver, respeitando as especificações impostas.

1.1 Motivação

O uso de adesivos estruturais tem aumentado desde que os utilizadores destes como as indústrias aeronáutica e automóvel, ficaram cientes das vantagens que os adesivos oferecem, quando comparados com os métodos de fixação convencionais; visto que, em relação aos métodos de fixação mecânicos, estes não danificam a superfície (fabricação de furos, e deformação pelo calor ao soldar), podem juntar materiais diferentes sem a ocorrência de corrosão galvânica, podem ser usados nas mais variadas formas geométricas e não requerem um acabamento ou deixam protuberâncias.

Os automóveis estão sujeitos a impactos ao longo da sua utilização, sendo os acidentes entre automóveis uma grande preocupação para os fabricantes, visto ser de extrema importância a segurança dos passageiros dos mesmos e dos transeuntes. Devido ao que foi enunciado atrás, os ensaios de impacto são essenciais para testar o comportamento do automóvel, quando sujeito aos mais variados tipos de impacto.

1.2 Contextualização

O Grupo de Adesivos da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (AD-FEUP) tem desenvolvido trabalhos de investigação, que visam a caracterização dos adesivos, quando estes são submetidos a solicitações de impacto. Apesar de já existir uma máquina de impacto na FEUP, esta não permite a realização de ensaios acima de 300 J [1]. Foi então proposto o desenvolvimento de um sistema de impacto na faculdade como tema de dissertação, depois de uma avaliação do custo de aquisição de uma máquina comercial.

Devido a especificidade do tema e como este é muito abrangente, o projeto de desenvolvimento da máquina foi apresentado para dois cursos, sendo estes Projeto e Desenvolvimento em Engenharia Automóvel, e Automação. O estudo e construção da solução mecânica é objetivo da presente dissertação, e a automatização é a finalidade da dissertação de Automação.

1.3 Definição do problema e especificações

Optou-se por uma máquina de ensaios por queda gravítica de um peso, pois permite satisfazer aos tipos mais correntes de ensaios de impacto e em condições de reduzida presença de cargas espúrias.

Os tipos de ensaios mais comuns realizados com uma máquina de impacto, englobam ensaios de cunha simétrica (*Wedge Peel*) [2] e resistência ao cisalhamento (*Lap Shear*).

A energia potencial armazenada numa massa, elevada até uma altura conveniente, deverá ser transmitida a um provete, havendo que garantir a sua não dissipação durante a queda. Este fato tem implicações sobre o equilíbrio das massas móveis e o assegurar a verticalidade dos elementos estruturais que limitam o movimento de queda, para a não existência de contactos durante este movimento.

Os resultados de um ensaio, serão obtidos a partir da análise numérica do sinal de um transdutor associado às massas móveis e respetiva ponta de impacto.

O dispositivo foi dimensionado de acordo com algumas especificações que foram definidas à partida:

- Custo reduzido;
- Peças a ensaiar: provetes normalizados ou peças de forma indeterminada;
- Energia máxima de 700 J;
- Velocidade no momento de impacto de 5 m/s.
- Tipo de máquina: máquina de libertação vertical de um peso.

1.4 Estrutura da dissertação

O presente documento está dividido em 5 capítulos, pretendendo-se detalhar com exatidão e simplicidade o trabalho realizado, de modo a facilitar a sua compreensão e apreciação.

O 1º capítulo introduz o tema abordado, expondo a motivação e objetivos que se pretendem alcançar, assim como as especificações definidas de antemão para a máquina.

O capítulo 2, relata a pesquisa bibliográfica que foi realizada, começando pela procura dos diferentes tipos de máquinas de ensaios de impacto existentes no mercado, referindo-se depois, os diferentes tipos de testes de impacto mais comuns, que se podem realizar com uma máquina de impacto.

A explicação do trabalho realizado inicia-se no 3º capítulo, o princípio de funcionamento mecânico é abordado, explicando-se a solução construtiva escolhida e o seu funcionamento.

No 4º capítulo são abordadas as diferentes simulações de carácter estático e dinâmico, realizadas com o *software Solidworks 2014®*, tendo por finalidade, a validação dos componentes projetados.

No capítulo 5, são retiradas conclusões relativas ao trabalho realizado na presente dissertação, expondo também a possibilidade da realização de alguns trabalhos futuros.

Finalmente, são mencionadas as respetivas referências bibliográficas consultadas, seguindo-se os anexos que englobam os desenhos técnicos das diferentes peças projetadas neste trabalho.

2. Pesquisa bibliográfica

Este capítulo, reflete a pesquisa bibliográfica que foi realizada, desde as diferentes máquinas existentes no mercado, aos diferentes tipos de ensaios de impacto em ligações adesivas que se podem realizar com uma máquina de impacto.

2.1 Ensaios de impacto de ligações adesivas

Nos últimos anos, tem havido um maior interesse no desempenho de ligações adesivas, quando sujeitas a cargas de impacto. Os adesivos, sendo materiais poliméricos, são sensíveis à velocidade de aplicação da força nos mesmos, sendo importante conhecer, se a ligação adesiva irá manter a sua integridade estrutural após sofrer um impacto. O comportamento à fadiga destas juntas é particularmente relevante no desempenho destas ligações. Nas indústrias automóvel e aeroespacial, pretende-se que muitas das estruturas se deformem positivamente, para garantir a absorção de cargas de impacto e assim promover a segurança dos ocupantes. Nestas condições, é necessário que as ligações adesivas, que integram estas estruturas, não falhem. [3]

É importante ter um teste que seja de simples compreensão e de fácil execução, de uma maneira fidedigna e repetível nos adesivos e as suas ligações. Um dos testes de impacto mais comum, é o de Charpy, em que o provete é impactado por meio de um pêndulo. Cada vez mais, recorre-se ao ensaio por libertação de uma massa vertical, em que esta é elevada até uma certa altura, sendo depois libertada, impactando na amostra a ensaiar.

Nos testes de impacto mais básicos, os chamados tradicionais ou não instrumentados, é medida a energia absorvida pelo material a ensaiar para causar rotura. Enquanto estes testes são adequados ao controlo de qualidade, não fornecem uma boa informação de como ocorreu a falha ou a causa de fratura de um componente. Em comparação, os testes de impacto instrumentais fornecem curvas de tensão/deformação que distinguem as roturas dúcteis e frágeis e a energia de iniciação da fenda da energia de propagação. Outra vantagem destes testes vem da preocupação da fiabilidade, para uma gama de produtos em ascensão, desde componentes médicos a automóveis. [3] [4]

Com os testes de impacto instrumentais, uma célula de carga, ou acelerômetro é fixa à ponta do impactador. Os dados de força e tempo durante o impacto são guardados por um sistema de aquisição de dados de alta velocidade. Por sua vez, estes dados podem ser usados para gerar curvas que mostram a força, energia, velocidade e deformação necessária para começar a rotura e a consequente falha e a sensibilidade de um material a diferentes taxas de força de impacto.

2.2 Tipos de testes mais importantes realizados com uma máquina de impacto

2.2.1 Ensaio Charpy

De todos os ensaios de impacto que se realizam, o ensaio Charpy é dos mais comuns. Neste ensaio, o provete é suportado por dois apoios, estando entalhado entre eles como mostra a **Figura 1**, sendo depois impactado pela ponta de um pêndulo libertado de uma altura predefinida. O entalhe presente na barra, dá origem a uma concentração de tensões que irá causar que a fratura ocorra no mesmo sentido do entalhe. Na **Figura 2**, pode-se observar uma curva obtida num ensaio Charpy para dois adesivos distintos.

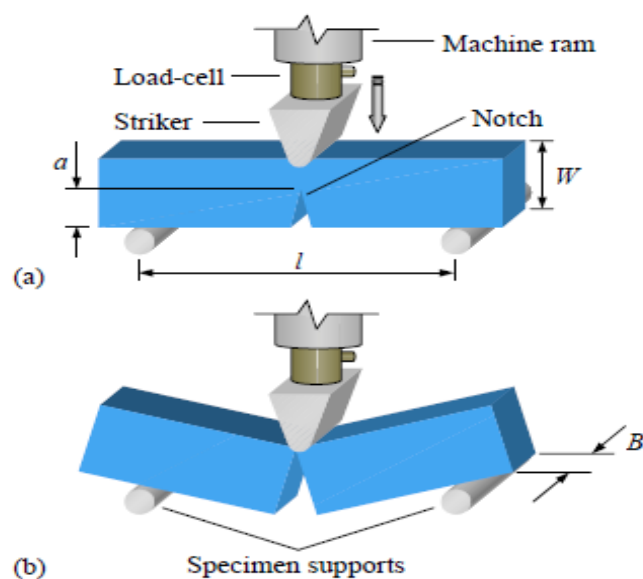


Figura 1 – Ensaio Charpy [5]

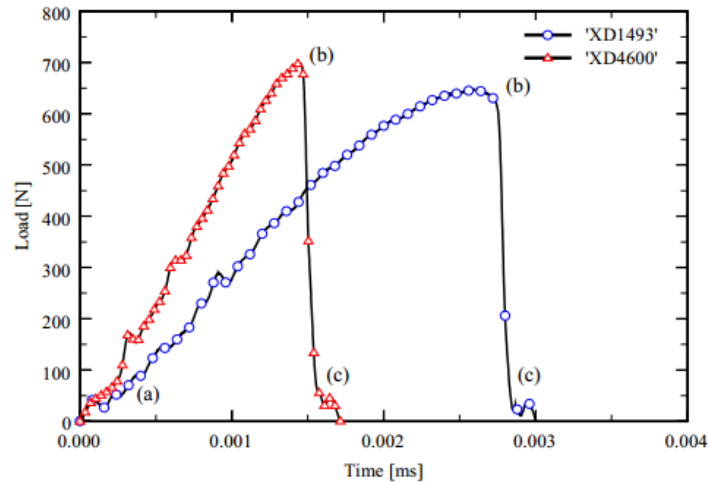


Figura 2 - Curvas obtidas em ensaios Charpy de dois adesivos [5]

2.2.2 Ensaio Izod

Uma alternativa ao ensaio Charpy é o ensaio Izod, que tem 2 ou 3 geometrias definidas para os espécimes. Para polímeros, as amostras são ligeiramente mais longas que as existentes para o ensaio Charpy. A espessura dos espécimes pode variar entre 3 e 12.7 mm. O ensaio Izod é realizado de maneira ligeiramente diferente ao ensaio Charpy, em vez do provete estar apoiado em cima de dois apoios, este está encastrado de um lado e suspenso entre um grampo. O pêndulo ou o peso libertado impacta a amostra do mesmo lado do entalhe como mostra a **Figura 3**.

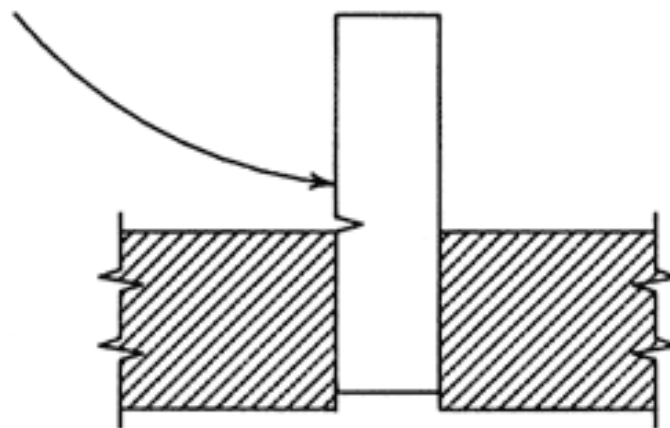


Figura 3 – Ensaio Izod [6]

2.2.3 Wedge Peel (ISO 11343) [2]

O ensaio de impacto por cunha simétrica é um ensaio ISO usado para medir a resistência dos adesivos estruturais à fratura por clivagem, a velocidades de teste compreendidas entre os 2 e 3 m/s, a várias temperaturas definidas pelo utilizador. Este ensaio consiste numa cunha que irá impactar um provete assente num suporte pré definido para este ensaio. Na **Figura 4** pode visualizar-se de que maneira o adesivo sofre o impacto. Na **Figura 5**, está representado um gráfico com curvas força-tempo obtidas em um ensaio de cunha simétrica realizado.

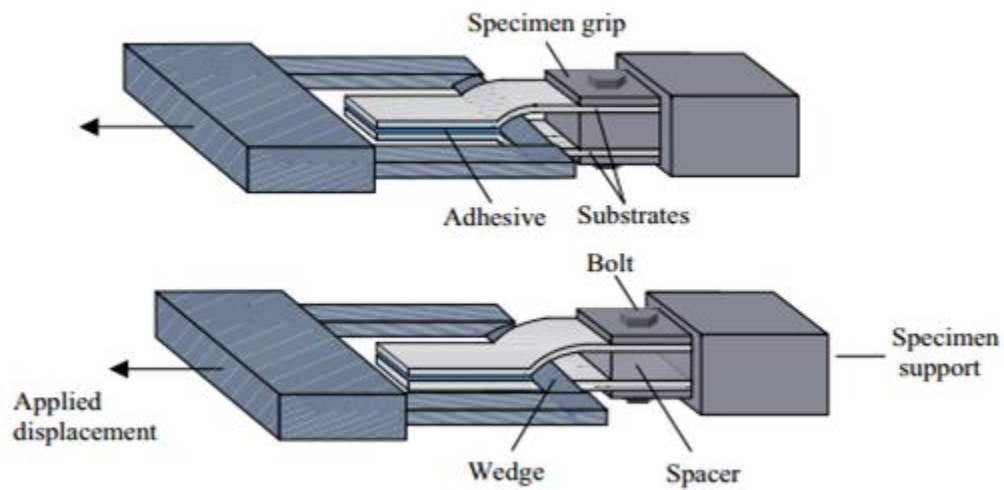


Figura 4 - Dispositivo de cunha simétrica [5]

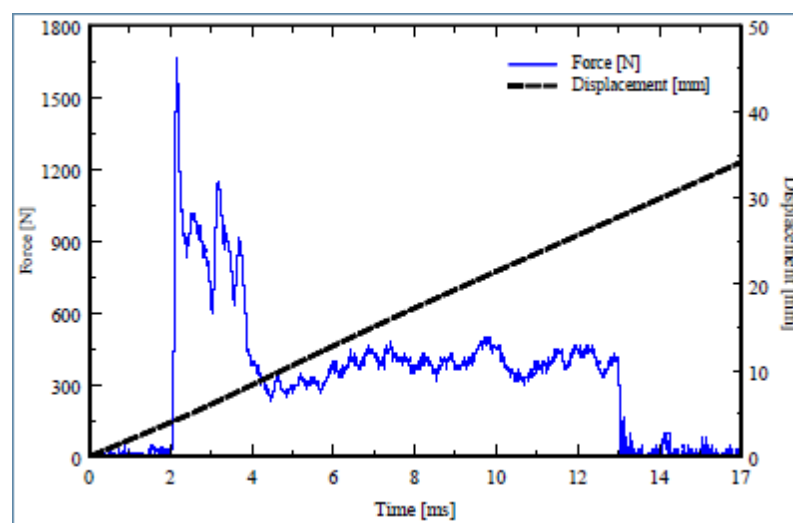


Figura 5 - Curva força-tempo de um ensaio de cunha simétrica [5]

2.2.4 Lap Shear (Resistência ao corte)

Os testes de resistência ao corte são os testes realizados mais comuns, para a caracterização da força da junta adesiva em condições quase estáticas de carregamento. Consiste numa solicitação de corte nos provetes, originando a rotura do adesivo como se pode observar na **Figura 6**. Na **Figura 7**, estão representadas várias curvas força-deformação para vários materiais, curvas que são típicas de um ensaio de simples sobreposição.

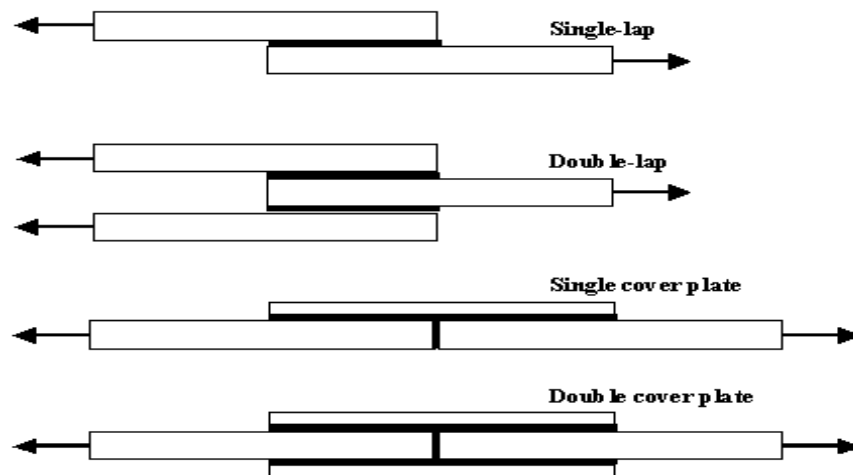


Figura 6 – Várias configurações de *Lap Joints*, com melhorias da junta em sentido descendente [7]

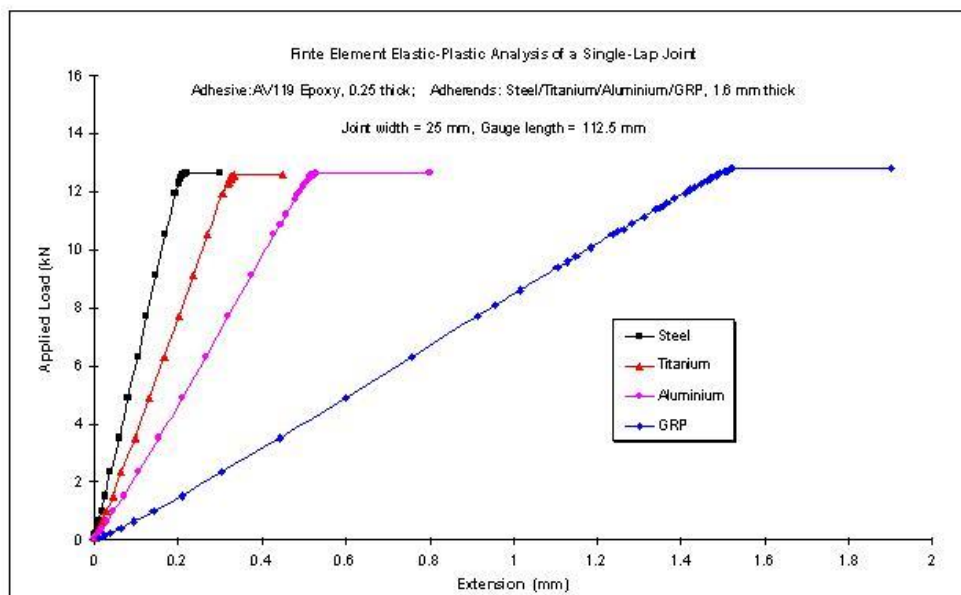


Figura 7 – Curvas força-deformação típicas de um ensaio de simples sobreposição com vários substratos [7]

2.3 Máquinas de impacto comerciais

Existem no mercado vários fabricantes de máquinas de ensaios de impacto. Para enumerar alguns temos a Instron®, a Zwick® e a Wance®. Preços deste tipo de equipamento variam, dependendo do que se quer da máquina. Um modelo básico pode custar 15000 euros, modelos mais avançados com uma maior variedade de sensores e estufas podem custar de 30000 a 50000 euros e finalmente para sistemas totalmente automatizados o custo de aquisição ronda os 70000 euros. Apesar de não se possuir os preços das máquinas de impacto dos fabricantes acima enunciados, estima-se que os preços não andarão muito longe dos mencionados acima.

Na **Figura 8** estão representados dois modelos dos fabricantes Zwick® [8] e Instron® [9], a máquina Zwick® é mais simples que a Instron®, tendo uma gama de energias mais pequena e não possuindo algumas das funcionalidades que o modelo de uma gama mais elevada proporciona.

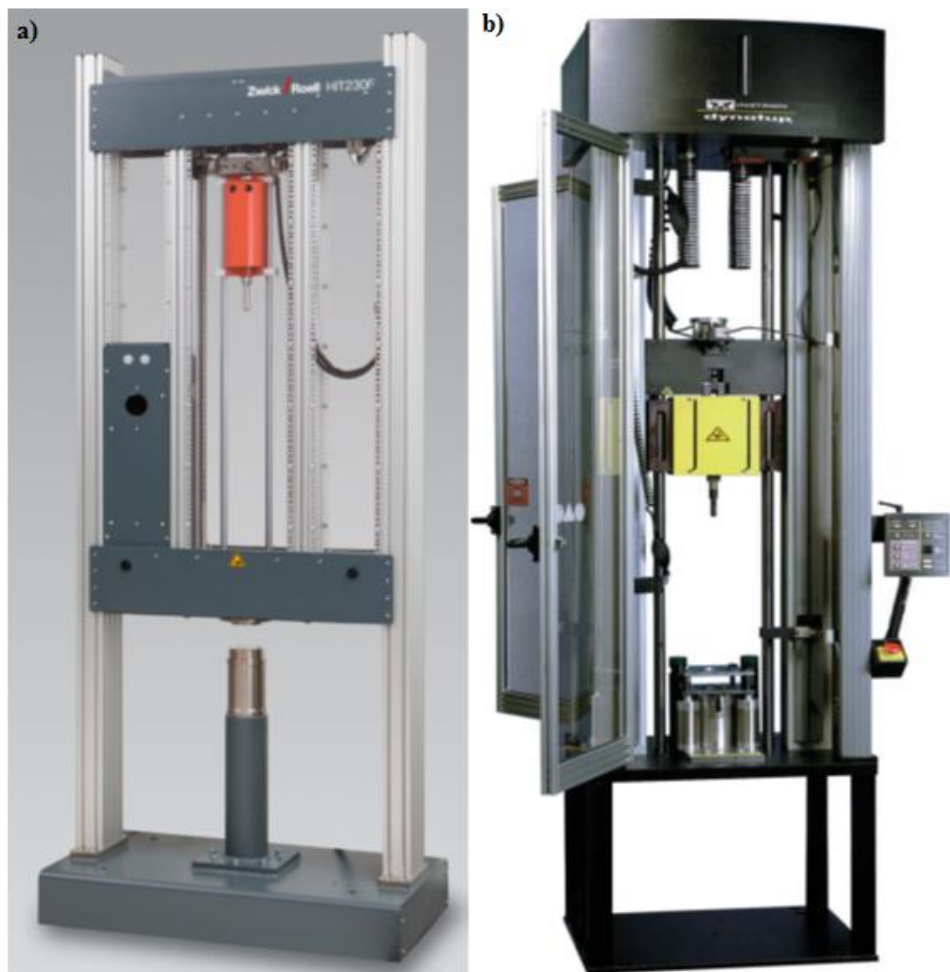


Figura 8 – Máquinas de ensaio de impacto: a) Zwick HIT230F; b) Instron 9210

2.3.1 Historial na FEUP

Atualmente, existe na Faculdade uma máquina de ensaios de impacto de marca Rosand, modelo IFW5 [1]. Esta máquina, já sofreu alterações ao longo do tempo, para melhorar a sua performance, nomeadamente na substituição do motor elétrico de elevação de carga existente, para um de maior potência. Este aparelho apresenta uma gama de energias até 300 J, valor que já não é aceitável para a realização de certos ensaios. Na **Figura 9**, é possível observar um modelo equivalente ao existente na FEUP.



Figura 9 – Máquina de ensaio de impacto Rosand IFW5 [1]

2.3.2 Comparação entre diferentes máquinas de ensaio de impacto

Dados os exemplos de máquinas de ensaios de impacto anteriormente referidos, é feita na **Tabela 1**, uma comparação entre os diferentes aparelhos e a máquina a projetar. Como se pode constatar, a máquina a projetar proporciona um leque de ensaios maior, quando comparada com o aparelho já existente na Faculdade.

Tabela 1 – Comparação entre várias máquinas de ensaios de impacto com a máquina a projetar

	Zwick HIT230F [8]	Instron 9200 [9]	Rosand IFW5 [1]	Máquina a projetar
Gama de Energias [J]	230	2.6 – 180 4.6 – 300 25 – 1010	300	700
Velocidade máxima de impacto [m/s]	4.4	5	4	5
Velocidade de eleva- ção da carga [mm/s]	-	26.67	-	150
Custo estimado	50.000 €	70.000 €	200.000 € (1992)	-

3.Princípio de funcionamento mecânico

Neste capítulo, apresenta-se a solução final alcançada, indo de encontro às necessidades definidas inicialmente. São apresentadas as condicionantes que levaram à escolha de cada diferente componente que irá constituir a máquina projetada. Devido ao carácter delicado do trabalho, foram encontradas algumas dificuldades durante o decorrer do projeto. A solução final foi por diversas vezes modificada, de modo a poder compreender todos os objetivos pretendidos. Na figura seguinte, esta representada a solução final da máquina projetada.

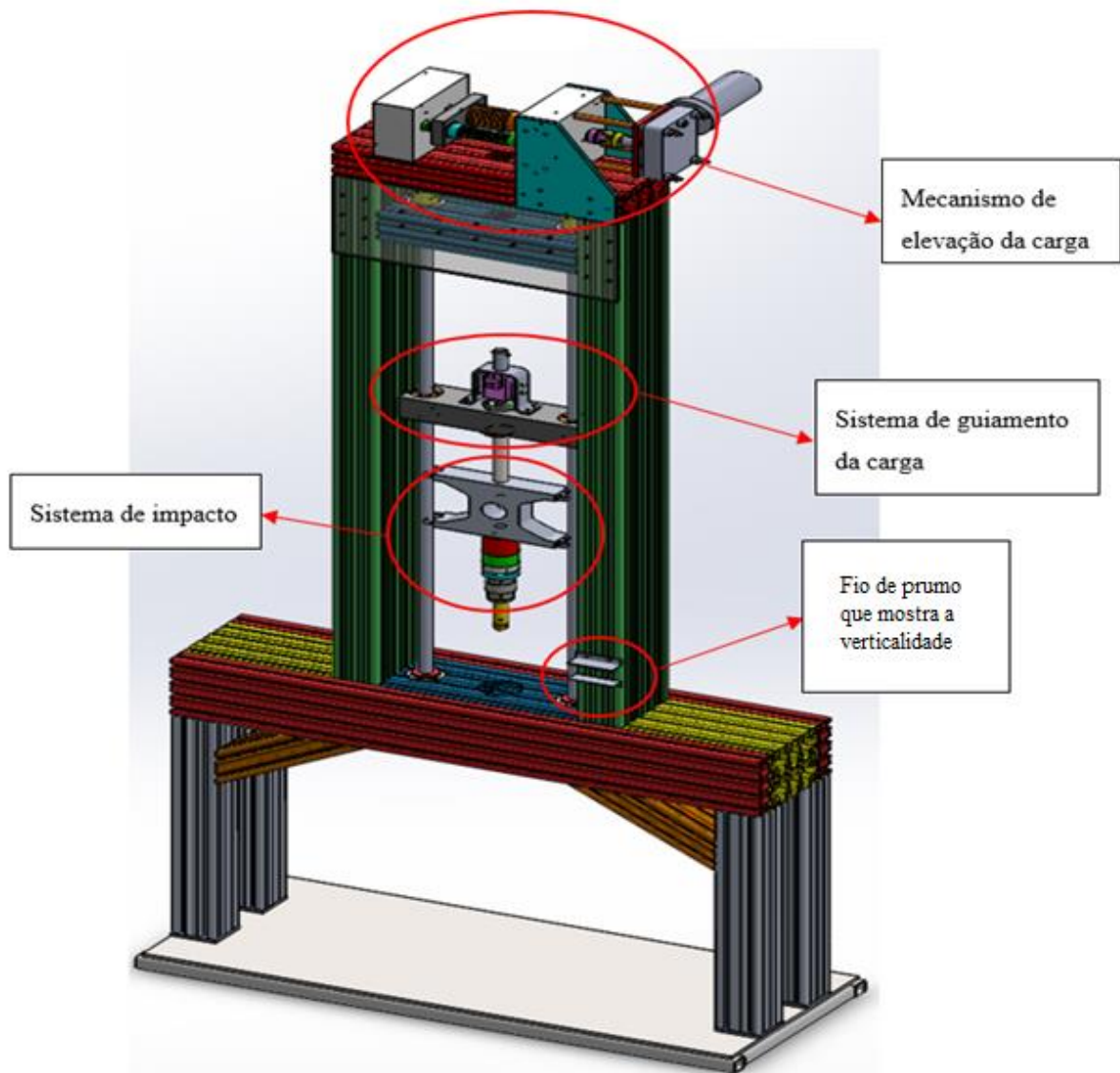


Figura 10 – Representação da máquina projetada

3.1 Estrutura

A estrutura sustenta os outros componentes constituintes da máquina a projetar, sendo necessário que esta seja rígida o suficiente para aguentar com as tensões existentes, aquando a realização dos ensaios de impacto. A estrutura final apresentada foi objeto de muitas modificações desde o seu estado mais primitivo, até ao atual, tendo sofrido diversas modificações de modo a poder compreender todas as necessidades pretendidas, quer em termos de espaço disponível, quer em termos funcionais, como o guiamento da carga, suporte do guincho de movimentação da carga, elementos de amortecimento para sustentar a carga em caso de acidente, sistema de ressalto da carga, sistema de posicionamento e portas de proteção.

3.1.1 Base

A base da estrutura tem que ser muito rígida de modo a poder aguentar com os impactos que irá sofrer, sem se deformar, de modo que esta será constituída por perfis de aço Fe350, soldados entre si. Existem dois tipos de perfis nesta construção, perfis tubulares 120x40 e 40x40.

Lateralmente, encontram-se dois perfis 120x40, de modo a poderem assentar por cima destes, os perfis Bosch 90x90 [10] que constituem as “patas” da máquina. A meio, encontra-se um perfil 120x40 de maneira a dar maior rigidez a essa seção, visto ser no meio que a base sofre o impacto. Os restantes perfis constituintes da base são perfis 40x40. A **Figura 11**, ilustra o que foi descrito anteriormente.

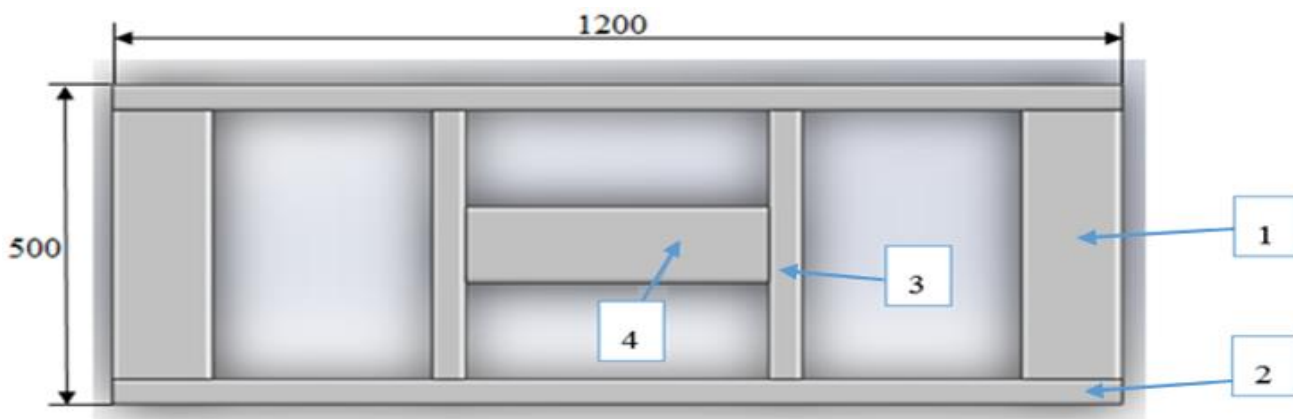


Figura 11 - Base da estrutura em aço Fe350 (mm)

Legenda:

- 1 – Perfil Fe350 120x40 de L=420 mm; 2 – Perfil Fe350 40x40 L=1200 mm;
3 – Perfil Fe350 40x40 de L=420 mm; 4 – Perfil Fe350 120x40 de L=360 mm.

3.1.2 Perfis Bosch

Na **Figura 12**, é mostrada a estrutura que constitui o “esqueleto” da máquina de impacto. A estrutura é na sua maioria constituída por vários perfis de alumínio Bosch, [10] aparafusados entre si, visto serem perfis adaptados para esse tipo de fixação. Os perfis (6), estão aparafusados a chapas de aço Fe350, que por sua vez estão soldadas a chapa (2). No anexo E, é possível ver de que maneira a base da estrutura é soldada às chapas de aço Fe350, no anexo A está melhor visualizada a montagem da estrutura.

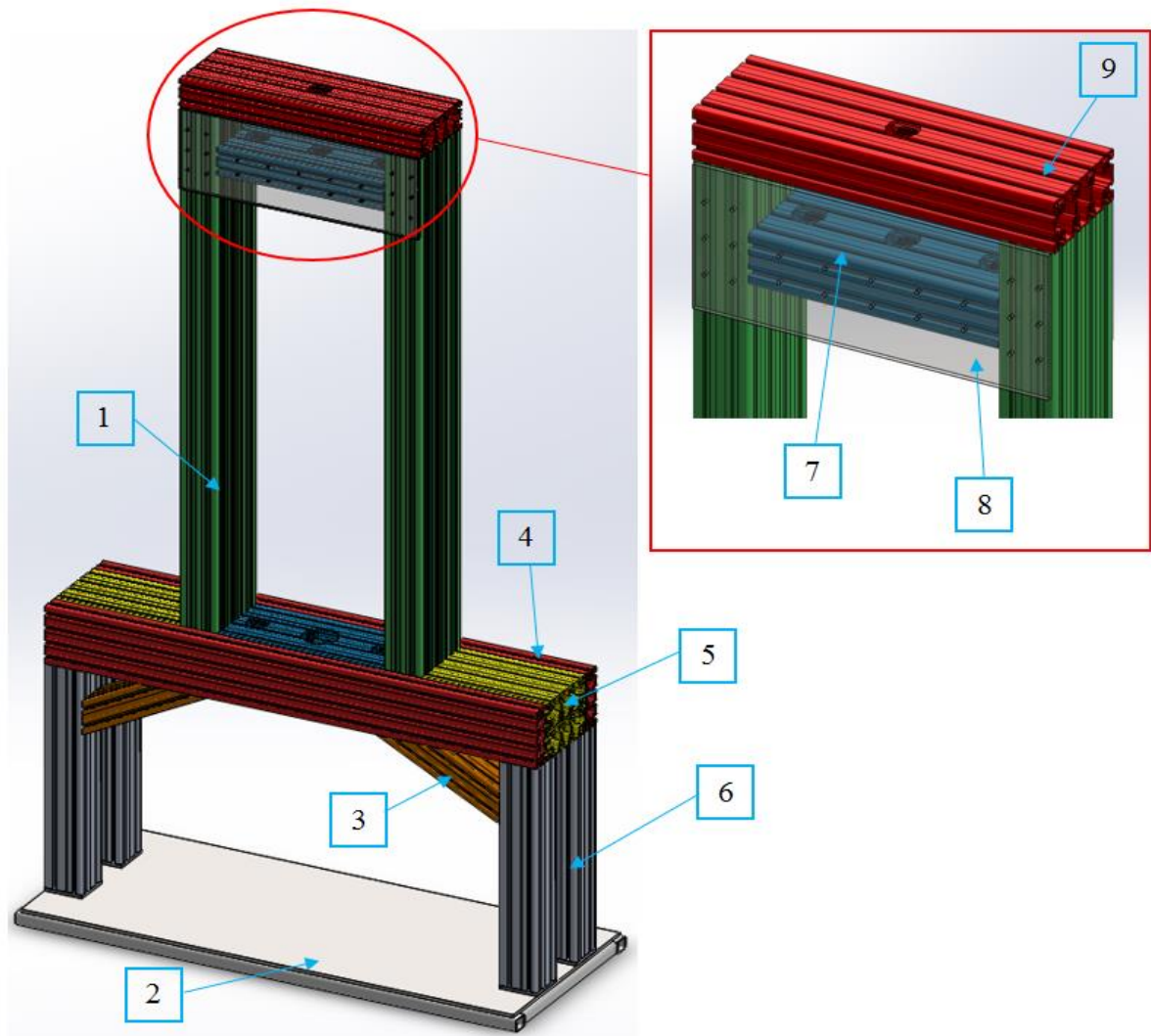


Figura 12 – Estrutura da máquina de ensaio de impacto

Legenda:

1 – Perfil Bosch 90x180H de L=1800 mm; **2** – Chapa de aço Fe350 de 10 mm de espessura; **3** – Perfil Bosch 90x90 de L=360.6 mm; **4** – Perfil Bosch 45x180H de L=1180 mm; **5** – Perfil Bosch 90x180 de L=300 mm; **6** – Perfil Bosch 90x90H de L=700 mm; **7** – Perfil Bosch 90x180 de L=400 mm; **8** – Chapa de aço Ck45 de 8 mm de espessura; **9** – Perfil Bosch 90x180 de L=580 mm.

Os perfis são aparafusados recorrendo a vários tipos de ligações que o fabricante (Bosch) proporciona, a **Figura 13**, mostra alguma das ligações que se irão utilizar.

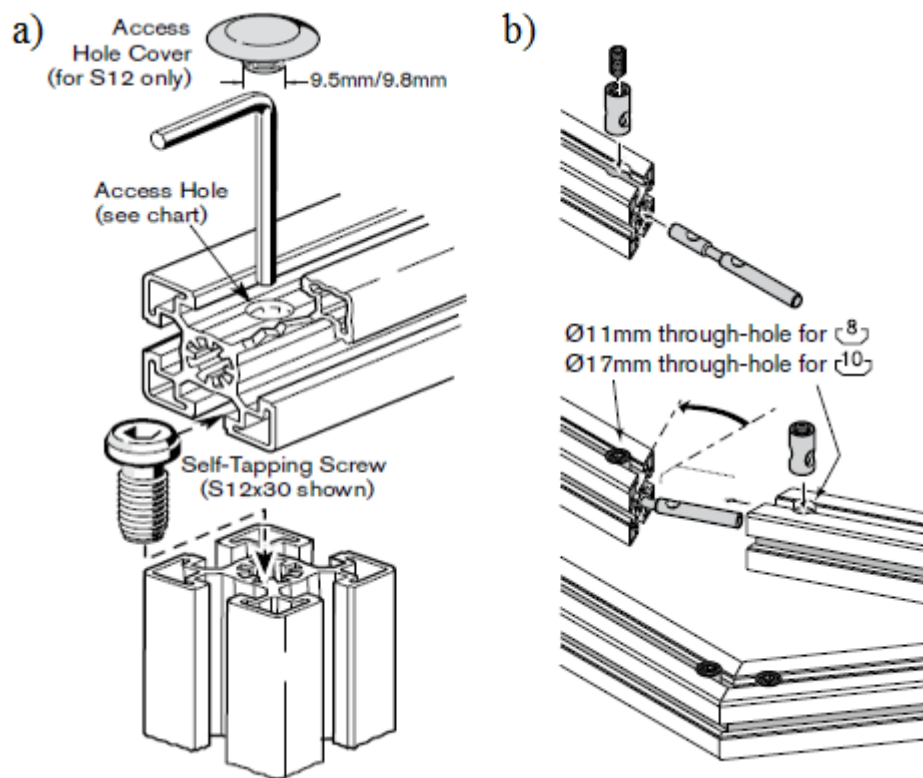


Figura 13 – a) Ligação por parafusos autoroscantes em perfis topo a topo;
b) Ligação por conectores angulares de ângulo variável.

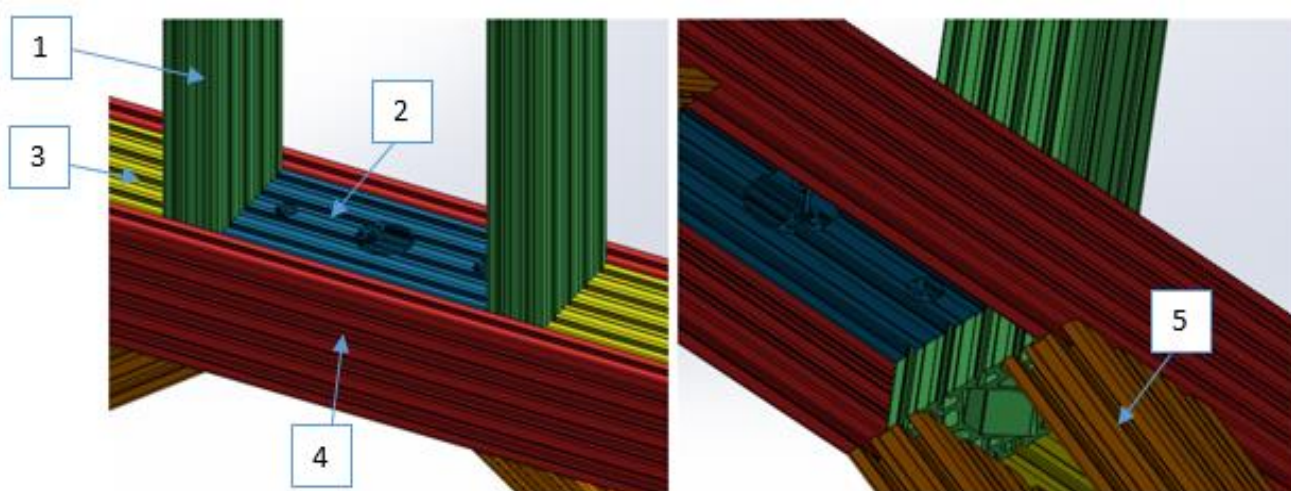


Figura 14 – Ligação dos perfis 90x180H à base. Vista superior à esquerda e vista inferior à direita

Nesta fase do projeto é importante a garantia da verticalidade dos montantes (1 na **Figura 14**). Portanto, foi necessário fixá-los de uma maneira segura e eficaz como mostra a **Figura 14**. Inicialmente, para a ligação entre os montantes, pensou-se em recorrer a soldadura entre chapas de aço Fe350, aparafusadas aos montantes e um perfil de aço UPN,

esta ligação substituiria os perfis (2), (3) e (4) representados na figura anterior, mas devido ao rigor necessário para a realização da operação, optou-se por uma solução de ligação mais simples, utilizando perfis do mesmo fabricante. Deste modo, os montantes, estão ligados aos restantes perfis de modo a formarem entre si uma base sólida.

Os perfis (5) impedem uma maior flexão da estrutura quando esta suporta a carga máxima, transmitindo os esforços resultantes para a base da máquina. Por cima, os montantes estão ligados entre si através de duas chapas de aço 250x570 de 8mm de espessura, e dois perfis de alumínio, como bem ilustra a **Figura 12**. Na **Figura 15**, verifica-se o modo de ligação das chapas aos perfis Bosch.

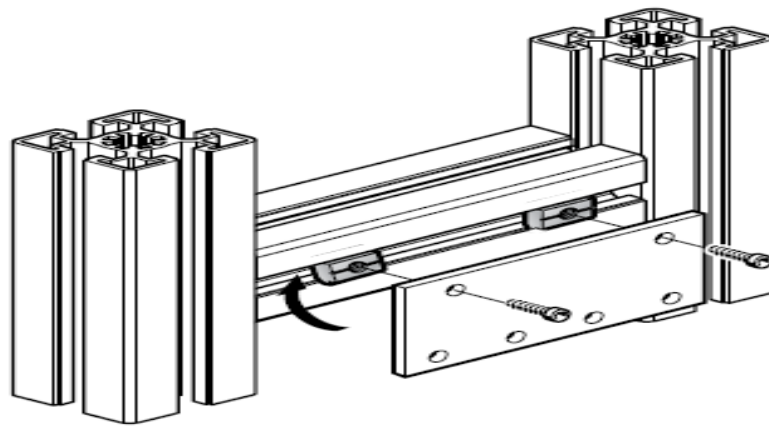


Figura 15 – Ligação das chapas de aço aos perfis, recorrendo a blocos roscados que se inserem nos perfis

De modo a se poder verificar se a máquina responde à necessidade de verticalidade das guias, utiliza-se um simples mecanismo de fio-de-prumo ancorado à estrutura. A garantia de verticalidade será conseguida por ajuste de patas que se fixarão no suporte da máquina.

3.2 Mecanismo de elevação da carga

Para elevar a carga, foi projetado um sistema de elevação por cabo de aço, com enrolamento de um tambor. Nas **Figuras 16 a 18** é mostrado o sistema em si de modo a ser mais fácil a sua percepção.

Caso o tambor ocupasse uma posição axial fixa, o ponto de desenrolamento do cabo variaria axialmente. Neste caso, o cabo teria um ângulo variável para diferentes posições do carro de suporte da bigorna, que por sua vez translada nas guias. Este exemplo introduziria um erro de posicionamento variável, já que a medida da sua posição será feita indiretamente por um transdutor associado ao motor elétrico do guincho.

A solução presente consiste em dois veios ligados entre si através de uma engrenagem cuja razão de transmissão é 1:2. O veio do tambor ao rodar, faz com que o veio roscado (que tem um passo equivalente a metade do existente na rosca do tambor), rode na direção contrária através de um casquilho com rosca interior, presente num suporte intermédio que serve de ligação do veio roscado com o tambor, o que faz com que este conjunto se desloque numa direção que confere exatamente a variação verificada no ponto de desenrolamento do cabo do tambor. Assim sendo, a fixação por cabo entre o tambor e o carro de suporte da bigorna permanece vertical.

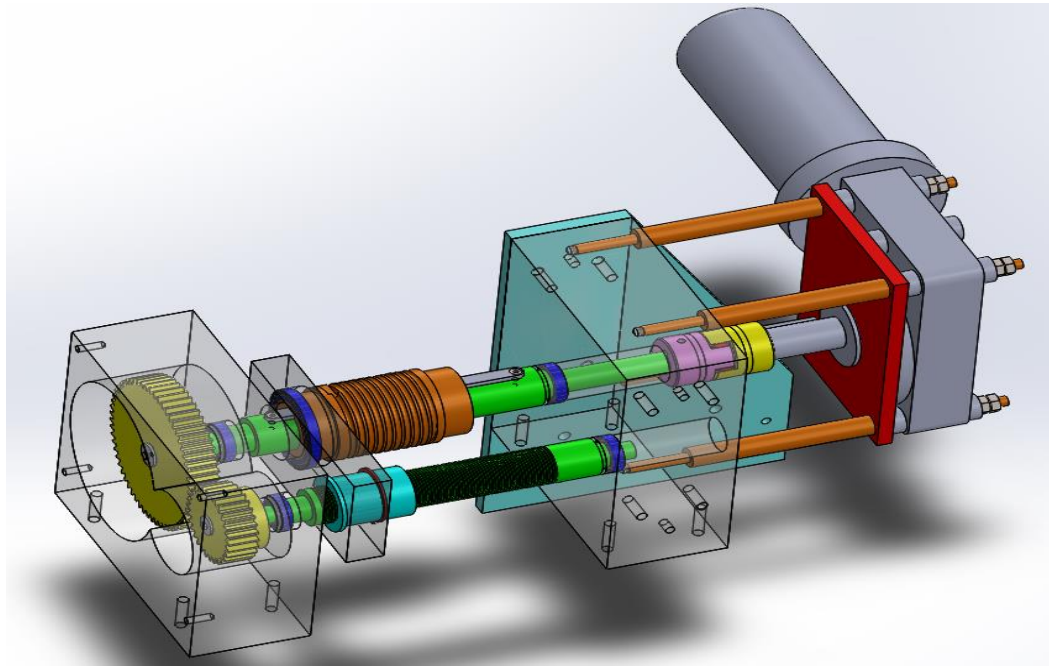


Figura 16 – Sistema de elevação da carga

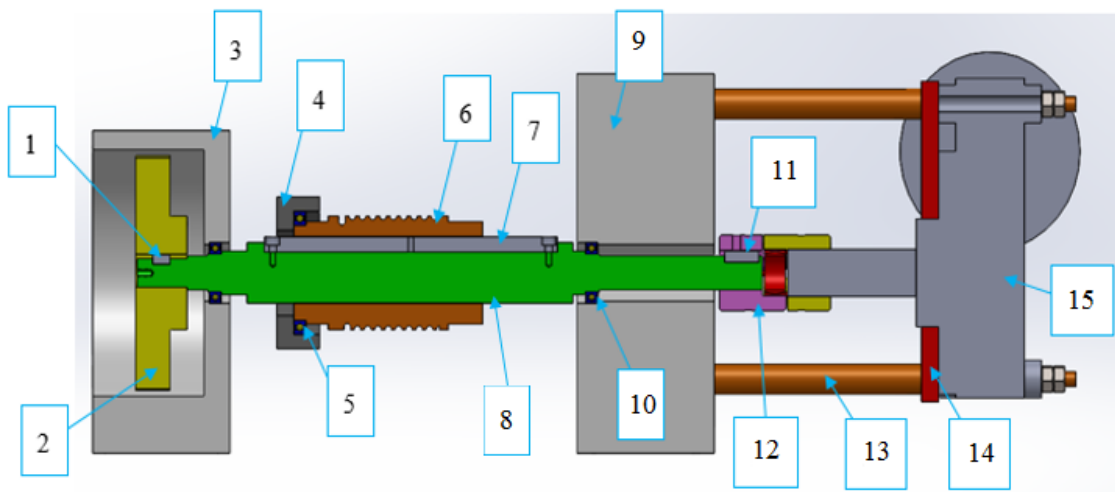


Figura 17 – Representação em corte da zona abrangida pelo veio do tambor

Legenda:

1 – Chaveta 5x5x10; **2** – Roda dentada de 60 dentes; **3** – Suporte 1; **4** – Suporte intermédio; **5** – Rolamento 61810-2RZ; **6** – Tambor; **7** – Chaveta 10x8x171; **8** – Veio do tambor; **9** – Suporte 2; **10** – Rolamento 61804-2RZ; **11** – Chaveta 6x6x20; **12** - União-elástica Rotex; **13** – Vão de suporte do motor; **14** – Chapa de centragem do motor; **15** – Motor.

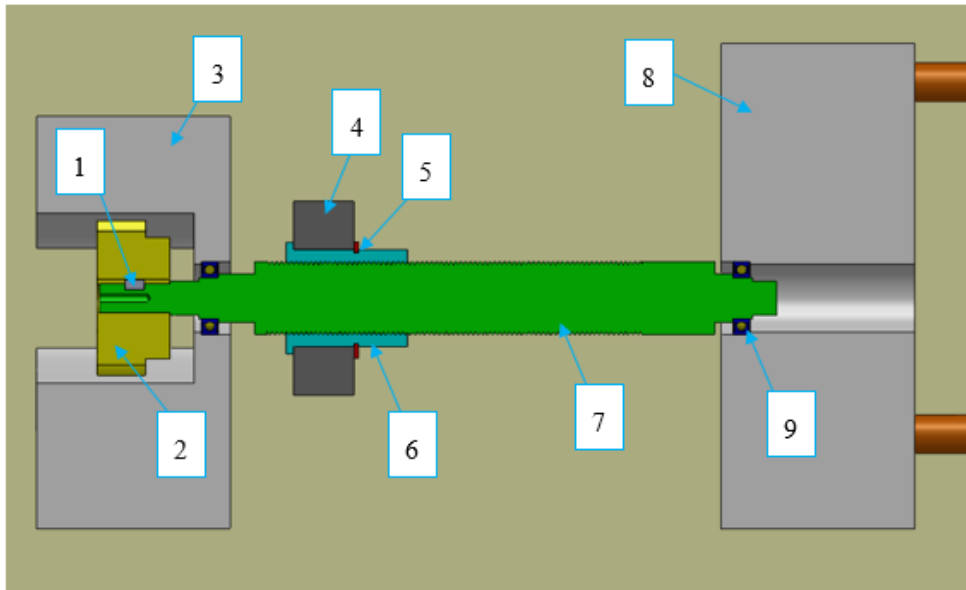


Figura 18 – Representação em corte da zona abrangida pelo veio roscado

Legenda:

1 – Chaveta 4x4x8; **2** – Roda dentada de 30 dentes; **3** – Suporte 1; **4** – Suporte intermediário; **5** – Anel elástico; **6** – Casquilho roscado; **7** – Veio roscado;

8 – Suporte 2; **9** – Rolamento 61903-2RZ.

3.2.1 Tambor

Com as especificações de 5 m/s e 700 J de energia máxima, foi necessário definir uma altura máxima de libertação da carga, assim como o peso máximo que esta carga deve ter.

Considerando a Energia potencial e a Energia cinética

$$E_p = mgh \quad (1)$$

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad (2)$$

Igualando (1) e (2), obtém-se

$$h = 1.27 \text{ m}$$

Com a altura máxima da carga, podem-se assim definir massas para cada nível de energia requerido.

Tabela 2 – Massa de acordo com a energia potencial

Energia Potencial [J]	Massa [kg]
100	8.034
200	16.069
300	24.104
400	32.138
500	40.173
600	48.208
700	56.243

Tendo uma estimativa da carga que o tambor irá ter de suportar, é preciso calcular as dimensões do tambor, assim como o diâmetro do cabo que irá levantar a carga. Foi considerado como massa fixa, os componentes que constituem os sistemas de guiamento da carga e impacto, como massa variável são considerados os pesos a adicionar ao conjunto.

$$\text{Massa do carro} = 15.722 \text{ kg}$$

$$\text{Massa máxima dos pesos} = 56.243 \text{ kg}$$

$$\text{Massa total} = 71.965 \text{ kg} \approx 80 \text{ kg}$$

Tabela 3 – Classificação de cabos para máquinas de elevação em grupos (DIN 4130) [11]

Grupo	Frecuencia de los movimientos	Importancia de la carga
I	Movimiento de precisión	Sin precisar
II	» poco frecuente	Raramente plena carga
III	» frecuente	» » »
IV	» poco frecuente	Plena carga
V	» frecuente	» »
	» »	Todas las cargas en la industria siderúrgica

Tabela 4 – Fatores de segurança v e coeficientes k e c (DIN4130) [11]

Grupo	Cable		Tambor c	Polea c	Polea de compensación c
	Valores de v para 160 kg/mm ²	k			
		Para cables de 160 y 180 kg/mm ²			
I	5,5 a 6	0,30 a 0,32	5 a 6	5,5 a 7	4,5 a 5
II	5,5 a 6	0,30 a 0,32	6 a 7	7 a 8	4,5 a 5
III	6 a 7	0,32 a 0,34	7 a 8	8 a 10	5 a 6
IV	7 a 8	0,34 a 0,37	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5
V	8 a 9,5	0,37 a 0,40	8 a 9	9 a 12	6 a 7,5

De acordo com a **Tabela 3**, foi escolhido o grupo I para o cabo de aço, visto que o movimento tem que ser preciso e a carga não é importante.

$$\text{Diâmetro do cabo} = k \times \sqrt{S} \quad (3)$$

$$\text{Diâmetro do tambor} = c \times \sqrt{S} \quad (4)$$

Definindo S como a massa total, após resolver as equações (3) e (4), temos um diâmetro de cabo de 3mm e um diâmetro de tambor de 60mm.

Tendo a força a suportar e o diâmetro do tambor é possível calcular o binário do motor.

$$\text{Binário do motor} = F \times r \quad (5)$$

Resolvendo a equação (5), obtém-se um binário de 23.52 Nm.

Definindo uma velocidade de subida da carga de 0.15 m/s, encontra-se a velocidade angular (w).

$$\text{Como} \quad w = \frac{v_{\text{cabo}}}{r_{\text{tambor}}} \quad \text{e} \quad n = \frac{60 \times w}{2\pi}$$

$$\text{Resulta} \quad n = \frac{60 \times v_{\text{cabo}}}{2\pi \times r_{\text{tambor}}} \quad (6)$$

$$n = 47.7 \text{ rpm} \approx 48 \text{ rpm}$$

Com o binário e a velocidade angular obtém-se a potência.

$$\text{Potência (kW)} = \frac{M \times w}{9550} \quad (7)$$

$$P = 0.118 \text{ kW}$$

Para a escolha do motor, foi tido em conta um valor de potência duas vezes superior à calculada, isto é 0.236 kW.

De seguida foi necessário calcular o número de espiras mínimas existentes no tambor.

$$\text{Comprimento total} = 1270 \text{ mm}$$

$$\text{Comprimento de cada espira} = D \times 60 = \pi \times 60 \quad (8)$$

$$n^{\circ} \text{ espiras} = \frac{l_{\text{total}}}{l_{\text{espira}}} \quad (9)$$

$$n^{\circ} \text{ espiras} = 6.7$$

Tendo o valor do número mínimo de espiras, decidiu-se que o tambor teria 9 espiras úteis, por forma a garantir alguma forma de abraçamento do cabo do tambor, quando o cabo tiver chegado ao seu deslocamento máximo. A extremidade do cabo, está imobilizada por esmagamento através de um parafuso.

Foi proposta a utilização de aço inox AISI 420 [12] como material do tambor, tendo em conta a boa resistência à abrasão e corrosão deste tipo de material.

Foi decidido que o tambor teria um passo de 4 mm. O tambor (**Figura 19**) tem um comprimento total de 110 mm e deve ser obtido através de maquinagem, visto que não se justifica a fabricação de um tambor por soldadura devido ao seu baixo diâmetro [11]. Para o tambor transladar no veio, este é furado e escatelado ao longo do corpo, de acordo com a norma ISO/R 773 para chavetas paralelas. O tipo de enchavetamento, segue as tolerâncias N9/h9 para o cubo (tambor) e JS9/h9 para o veio [13]. O desenho de definição do tambor encontra-se no anexo F.

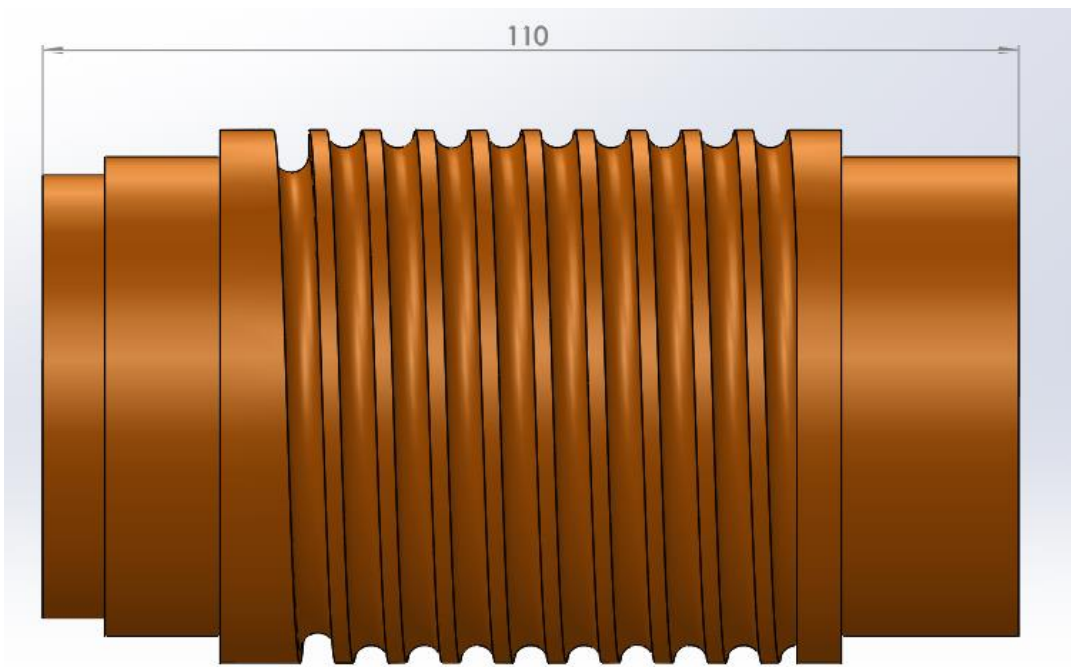


Figura 19 – Tambor (mm)

3.2.2 Moto-redutor

A atuação mecânica está a cabo de um moto-redutor, este componente foi escolhido na parte de Automação da conceção deste projeto, apresentando de seguida algumas das suas características.

Parvalux PM60G [14]:

- Tipo de motor: DC;
- Potência: 105-460 W;
- Velocidade: 20-320 rpm;
- Voltagem: 12-220 V;
- Peso: 5.6 kg;
- Esforço axial admissível: 294 N;
- Esforço radial admissível: 491 N;
- Redutor: Parafuso sem fim irreversível;
- Tipo de veio: Simples de 25 mm de diâmetro com chaveta 6x6x65 mm.



Figura 20 – Moto-redutor PM60G [14]

Tabela 5 - Características do moto-redutor PM60G [14]

Motor Power Cont (W)	105	140	210	280	TORQUE (Nm)		
Motor Power 1 Hour (W)	128	170	255	340			
Motor Power 15 Min (W)	172	230	345	460			
RATIO	MOTOR SPEED (rpm)				CONTINUOUS	1 HOUR	15 MINUTE
	1500	2000	3000	4000	Composite	Composite	Composite
	OUTPUT SPEED (rpm)						
75	20	27	40	53	28.1	34.1	46.1
60	25	33	50	67	23.3	28.2	38.2
50	30	40	60	80	20.4	24.8	33.5
30	50	67	100	133	13.2	16.1	21.7
25	60	80	120	160	11.5	14.0	18.9
12 1/2	120	160	240	320	6.3	7.6	10.3

De acordo com os cálculos efetuados no ponto 3.2.1, foi escolhido o moto-redutor indicado na tabela, isto é, de 1500 rpm com uma redução de 30.

3.2.3 Veios

Para transmitir a ligação do tambor aos outros componentes foi preciso projetar um veio. Como o veio está apoiado em duas extremidades com ação de uma força no meio, foi necessário calcular a flexão do mesmo, de maneira a não interferir com as tolerâncias do furo do tambor.

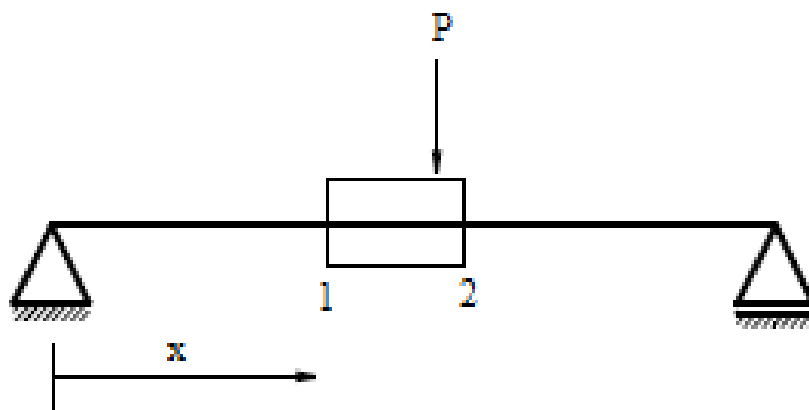


Figura 21 - Solicitações sobre o tambor

Escolhendo um diâmetro para o veio de 32mm.

$$I = \frac{\pi r^4}{4} \quad (10)$$

$$I = 5.147 \times 10^{-8} \text{m}^4$$

Calcula-se a flecha nos pontos 1 e 2 da figura 10, a partir da equação (11).

$$f = \frac{PL^2}{16EI} \left(1 - \frac{4x^2}{L^2} \right) \quad [11] \quad (11)$$

Com $P = 800\text{N}$, $L = 0.4 \text{ m}$, $x(1) = 0.119 \text{ m}$, $x(2) = 0.229 \text{ m}$ e $E = 210 \times 10^9 \text{ Pa}$

$$f(1) = 7.5 \times 10^{-5} \text{ m} = 75 \mu\text{m}$$

$$f(2) = 9.5 \times 10^{-5} \text{ m} = 95 \mu\text{m}$$

Em que:

P – Peso; L – comprimento do veio; E – Módulo de Young; I – Momento de inércia; r – Raio do veio e f – Flecha.

Tabela 6 – Sistema de ajustamento de furo básico [11]

DIMENSÃO NOMINAL	FURO H6	f6	g5	h5	j5	m5	p5	FURO H7	f7
≤ 3	+6 0	-6 -12	-2 -6	0 -4	+2 -2	+6 +2	+10 +6	+10 0	-6 -16
>3 a 6	+8 0	-10 -18	-4 -9	0 -5	+3 -2	+9 +4	+17 +12	+12 0	-10 -22
>6 a 10	+9 0	-13 -22	-5 -11	0 -6	+4 -2	+12 +6	+21 +15	+15 0	-13 -28
>10 a 18	+11 0	-16 -27	-6 -14	0 -8	+5 -3	+15 +7	+26 +18	+18 0	-16 -34
>18 a 30	+13 0	-20 -33	-7 -16	0 -9	+5 -4	+17 +8	+31 +22	+21 0	-20 -41
>30 a 50	+16 0	-25 -41	-9 -20	0 -11	+6 -5	+20 +9	+37 +26	+25 0	-25 -50

De acordo com a **Tabela 6**, a folga máxima que se pode ter num furo H7/f7 de 32 mm, será de 75 µm, neste caso subtraindo f (2) por f (1), obtém-se uma flecha do veio dentro do tambor de 20 µm, valor muito abaixo do máximo permitido.

O veio de ligação do tambor, ao motor e roda dentada, transmite o binário do motor aos restantes elementos por meio de chavetas. De modo a garantir a resistência da chaveta quando aplicado o binário máximo, procedeu-se ao cálculo do comprimento útil da chaveta. Calcula-se a força que atua na chaveta a partir do binário máximo aplicado de 23.52 Nm. O binário para o veio roscado é metade do verificado no meio do tambor.

$$F = \frac{2 \times M}{d} \quad (12)$$

Veio tambor: Ø 15 mm – F=3136 N

Ø 32 mm – F=1470 N

Ø 18 mm – F=2613.3 N

Veio roscado: Ø 12 mm – F=1960 N

Tendo em conta a tensão de compressão (13) e de corte (14).

$$\sigma_c = \frac{F}{l((h - t))} \quad (13)$$

$$\tau = \frac{F}{b \times l} \quad (14)$$

Sendo b a largura da chaveta, h a altura, t a altura do escatel do veio, l o comprimento [13], a tensão máxima admissível de compressão 295 MPa e tensão máxima admissível de corte 170 MPa, tendo em conta o material das chavetas, o aço DIN Ck45 [12]

Foram dimensionadas três chavetas para o veio do tambor, 5x5 para Ø 15 mm, 10x8 para Ø 32 mm e 6x6 para Ø 18 mm. Para o veio roscado foi dimensionada uma chaveta 4x4 para Ø 12 mm. Resolvendo as equações (13) e (14), obtemos os comprimentos mínimos para as chavetas:

5x5

l (compressão)= 5.31 mm

l (corte)= 3.72 mm

10x8

l (compressão)= 1.66 mm

l (corte)= 0.86 mm

6x6

l (compressão)= 3.54 mm

l (corte)= 2.56 mm

4x4

l (compressão)= 4.43 mm

l (corte)= 2.88 mm

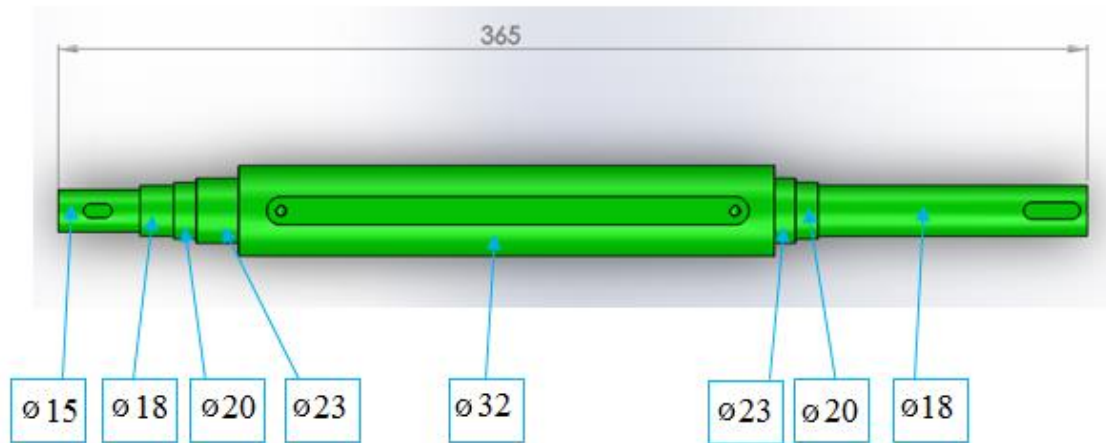


Figura 22 – Veio do tambor com os diferentes diâmetros (mm)

Na **Figura 22**, constata-se que a ligação do veio com o tambor é feita através de uma chaveta paralela A ISO/R 773 [13], que será fixada ao veio através de dois parafusos CHC ISO 4762-M4x10 [13]. A ligação ao motor elétrico será realizada através de uma união elástica Rotex (**Figura 23**), com uma chaveta paralela C ISO/R 773 6x6x20 [13]. Este veio tem diferentes diâmetros de modo a possibilitar várias tarefas:

Ø 15 – Ligação com a roda dentada;

Ø 18 (esquerda) – Serve de batente para a roda dentada;

Ø 18 (direita) – Redução do diâmetro para facilitar a montagem do rolamento;

Ø 20 – Ligação com o rolamento;

Ø 23 – Serve de batente ao rolamento para que este não saia do suporte;

Ø 32 – Ligação com o tambor.

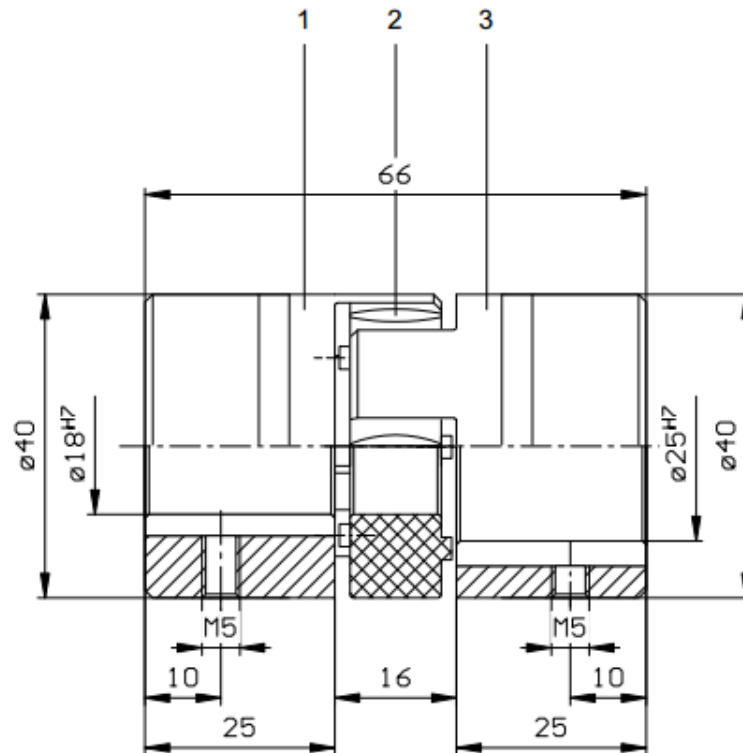


Figura 23 – União elástica Rotex 19 [15]

Legenda:

1 – Semi-articulação com diâmetro 20H7; **2** – Elemento elástico; **3** – Semi-articulação com diâmetro 25H7.

De maneira a saber se o comprimento do enchavetamento da semi-articulação 25H7 é suficiente, recorreu-se as equações (12), (13) e (14), para definir o comprimento mínimo que a chaveta deveria ter.

Veio motor: Ø 25 mm – F=1881.6 N

Sabendo que o escatel do veio do motor, está de acordo com uma chaveta 6x6, tem-se l (compressão) = 2.55 mm e l (corte) = 1.84 mm, o que mostra que temos comprimento suficiente na semi-articulação para garantir a resistência da chaveta quando submetida ao binário máximo.

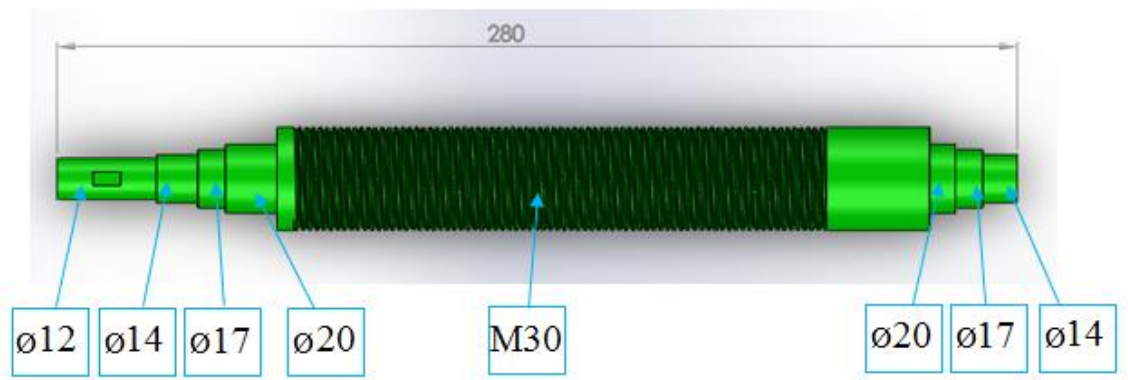


Figura 24 – Veio roscado com os diferentes diâmetros (mm) e passo da rosca

Para o veio roscado, foi definido um diâmetro de veio de 30 mm com um passo de 2 mm, metade do passo do tambor. Como no outro veio, este também tem vários diâmetros pelo mesmo motivo explicado acima:

- Ø 12 – Ligação com a roda dentada;
- Ø 14 (esquerda) – Serve de batente à roda dentada;
- Ø 14 (direita) – Redução de diâmetro para facilitar a montagem do rolamento;
- Ø 17 – Ligação com o rolamento;
- Ø 20 – Serve de batente ao rolamento para que este não saia do suporte;
- M30 – Ligação com o casquilho.

O material escolhido para a construção deste componente, foi o aço Ck 45 [12]. Nos anexos G e H, podem-se visualizar os desenhos de definição destes componentes.

3.2.4 Casquilho

De modo a fazer a ligação entre o veio roscado e o suporte intermédio, foi necessário projetar um casquilho com roscado interior, este roscado tem um passo igual ao do veio roscado. Na **Figura 25** pode ver-se que o casquilho tem duas ranhuras, uma é para o acoplamento de um anel elástico para veios DIN 471 – 40x1.75 [16] de modo a fixar o casquilho ao suporte e a outra ranhura destina-se a inserção de um pino cilíndrico ISO

2338 – 4x10 [16] de modo a impedir a rotação do casquilho quando o veio roscado rodar. Bronze da norma DIN CuSn12 [12] é o material desta peça, devido a boa resistência ao desgaste e corrosão. O desenho de definição deste componente encontra-se no anexo I.

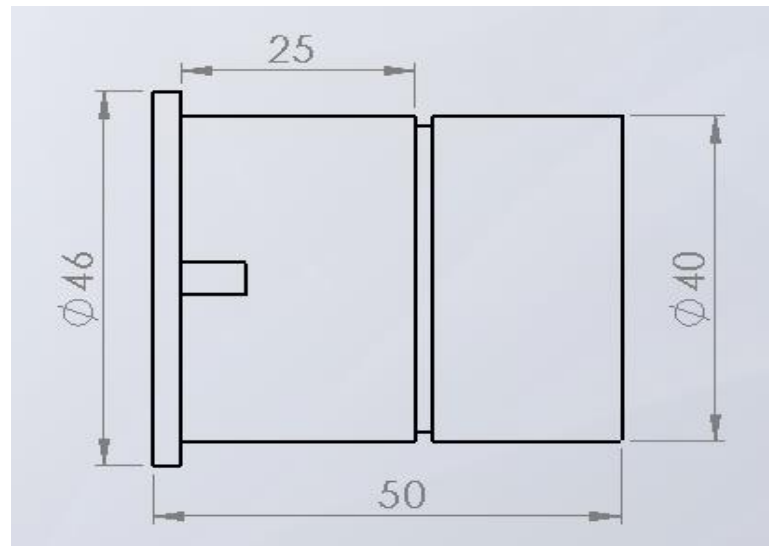


Figura 25 - Casquilho com roscado interior e dimensões (mm)

3.2.5 Engrenagem

Para a transmissão entre o veio do tambor e o veio roscado, foi necessário projetar uma engrenagem. Para calcular o módulo, recorreu-se a fórmula de Lewis [17].

$$m = \sqrt[3]{\frac{119.4 \times 10^3 \times P}{\sigma_{ced} \times Z \times n}} \quad (15)$$

$$m = 1.3 \approx 1.5$$

Em que:

σ_{ced} – Tensão de cedência do material ;

P – Potência em cv;

Z – Número de dentes;

n – Velocidade de rotação (rpm).

Visto que o passo do veio do tambor é o dobro do veio roscado, a relação de transmissão da engrenagem deve ser de 1:2, portanto foram escolhidas duas rodas dentadas de módulo 1.5, tendo a maior 36 dentes e a menor 18. Utilizou-se a aplicação *Kissoft*® para o cálculo da engrenagem, obedecendo à norma ISO 6336, tendo-se constatado a necessidade de aumentar o módulo para 2 mm e aumentar o número de dentes de cada roda, de modo a favorecer um bom engrenamento e respeitar os fatores de segurança. Daqui resultou uma engrenagem de módulo 2, com uma roda de 60 dentes e outra mais pequena de 30. Em ambos os casos, tratam-se de rodas de dentado reto, com um ângulo de pressão de 20°, sem correção de dentado.

A roda maior tem um furo de 15 mm de diâmetro [18], estando ligada ao veio do tambor através de uma chaveta e fixada axialmente por um parafuso M4 e uma anilha. A engrenagem menor tem um furo de 12 mm [18] e está fixa ao veio roscado de um modo equivalente à roda de 60 dentes.

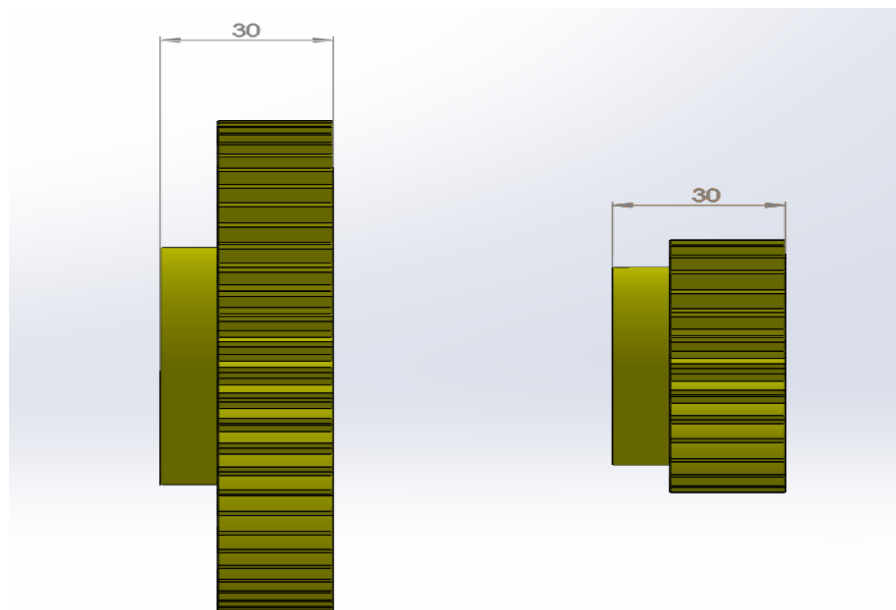


Figura 26 – Rodas dentadas de 60 (esquerda) e 30 (direita) dentes (mm)

3.2.6 Suportes e fixação do motor

Para suportar o mecanismo de elevação, foram criados suportes. Na **Figura 27**, pode-se verificar uma vista em corte do primeiro suporte; neste suporte encontram-se as rodas dentadas lubrificadas a massa, que estão protegidas de poeiras vindas do exterior, assim como os rolamentos que ajudam a rotação dos veios.

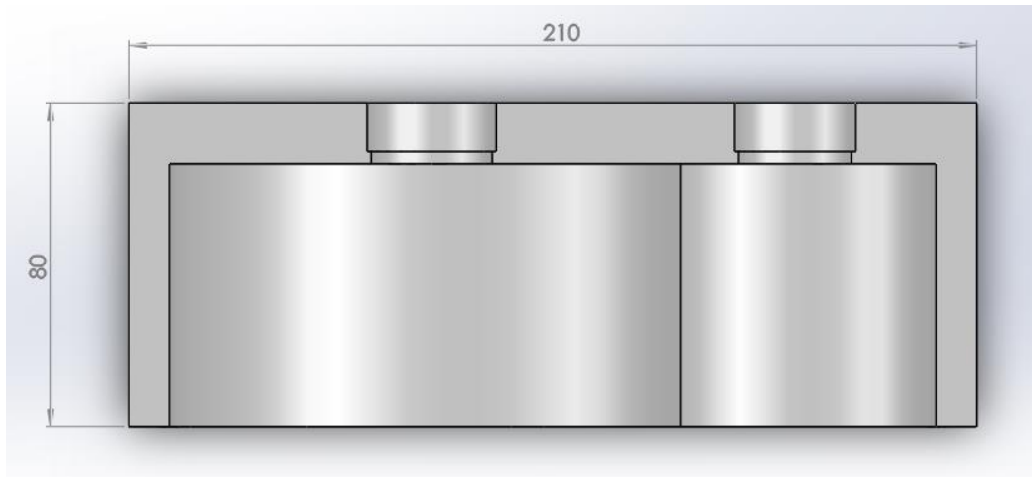


Figura 27 - Vista em corte do primeiro suporte (mm)

Na **Figura 28**, está representado o segundo suporte que tem alojado no seu interior os mesmos rolamentos que o primeiro suporte. Nos dois suportes pode-se verificar a existência de batentes que em conjunto as faces presentes nos veios, impedem que os rolamentos se desloquem, dando origem a uma boa fixação dos mesmos.

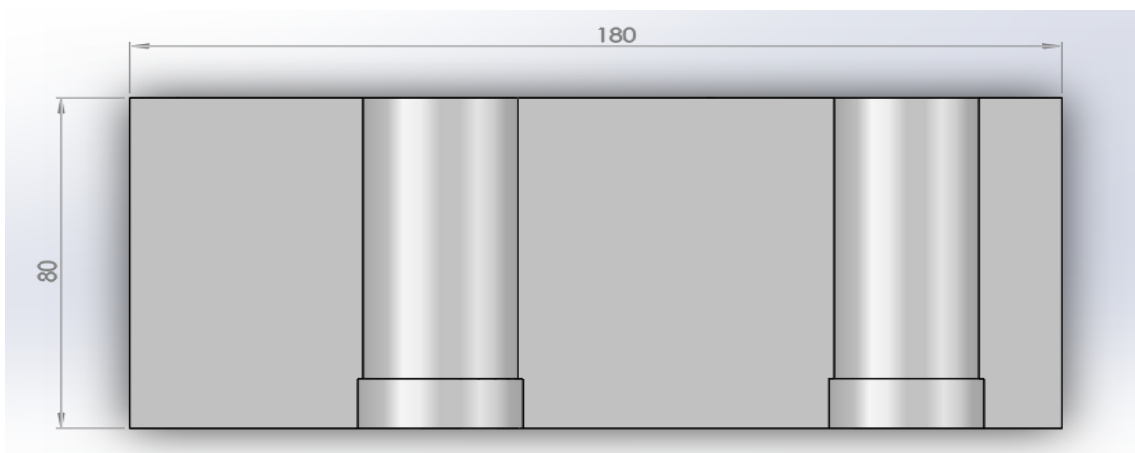


Figura 28 - Vista em corte do segundo suporte (mm)

Os suportes estão fixos a um perfil 90x180, (aparafusado ao topo dos perfis Bosch 90X180H) através de 8 parafusos de cabeça hexagonal M8 [13]. O motor elétrico, está a ser suportado por quatro varões roscados fixos ao segundo suporte, utilizando um sistema de porca e contra porca para se fixar a estes. De modo a permitir uma correta centragem do motor, foi acoplada uma chapa à guia de centragem do motor e aos varões, servindo de guiamento aos mesmos. Para criar uma melhor base de sustentação para o motor, o segundo suporte foi reforçado por intermédio de duas chapas de 6 mm de espessura, fixas ao perfil Bosch por parafusos M8 e pinos de 6 mm de diâmetro, para a impedir a inclinação do suporte, como mostra a **Figura 29**.

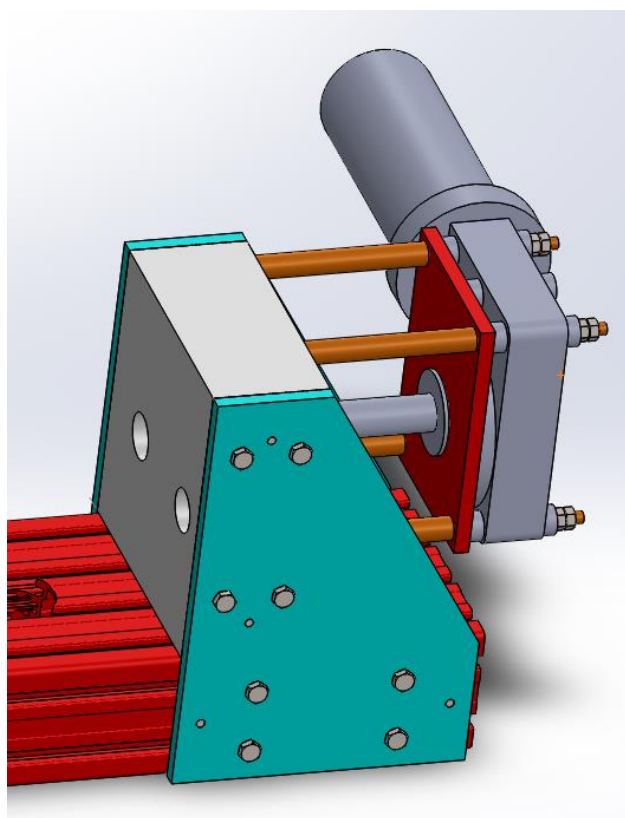


Figura 29 – Modo de fixação do motor elétrico

Está representado na **Figura 30** o suporte intermédio que serve de ligação entre o tambor e o veio roscado, tendo alojados no seu interior o casquilho com roscado interior e o rolamento do tambor. O rolamento está seguro do mesmo modo dos rolamentos dos suportes anteriores, isto é, através de batentes, presentes no suporte intermédio e no tambor.

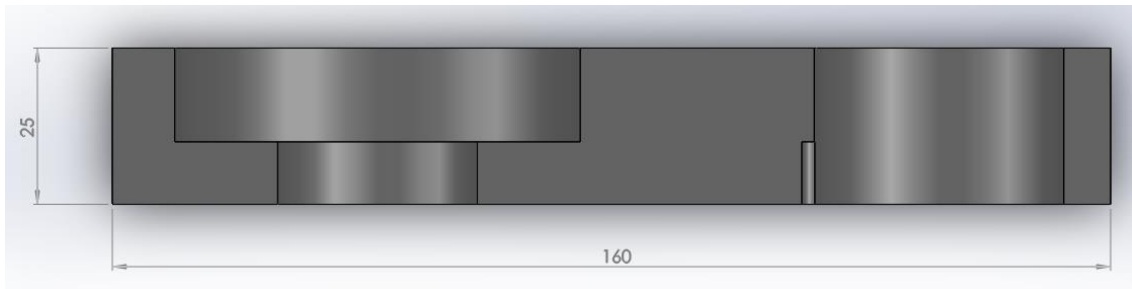


Figura 30 - Vista em corte do suporte intermédio (mm)

Os suportes principais, e as chapas de reforço do segundo suporte, têm como material um Alumínio 6060, devido à boa resistência à corrosão e qualidade de acabamento superficial. O suporte intermédio tem como material o aço Ck45 com revestimento de zinco negro para melhorar a resistência à corrosão. Os varões que servem de fixação do motor e a chapa de centragem, serão de aço Ck45 [12] sem tratamento. Nos anexos J, K, L, M, N e O, podem ver-se os desenhos de definição dos componentes descritos.

3.2.7 Rolamentos

Devido as baixas velocidades de rotação e cargas, foram escolhidos rolamentos rígidos de esferas, de uma carreira, vedados e com auto lubrificação. Os esforços a que estão sujeitos os rolamentos são principalmente radiais devido ao peso dos componentes, portanto ao dimensionar os rolamentos o único fator a ter em causa foi o tamanho necessário de cada um para desempenhar o seu papel.



Figura 31 - Rolamento rígido de esferas de uma carreira 2RZ [19]

Consultando o catálogo da SKF, para um diâmetro interior de 20 mm, escolheu-se o rolamento rígido de esferas 61804-2RZ para ser aplicado no veio do tambor. Na **Tabela 7** estão visíveis as características do rolamento e na **Figura 32**, encontra-se uma representação esquemática.

Tabela 7 - Características do rolamento 61804-2RZ [19]

Dimensões principais		Classificações de carga		Classificações de velocidade		Designação
		básica dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
d	D	B	C	C0		* Rolamento SKF Explorer
mm			kN	r/min		
20	32	7	4,03	2,32	45000	22000
						61804-2RZ

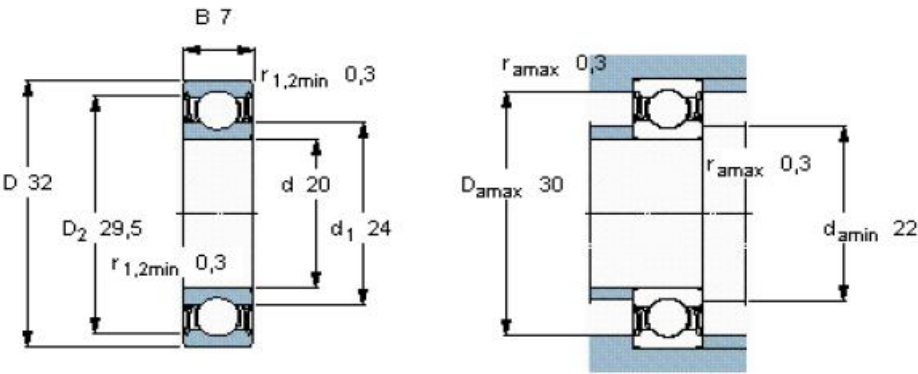


Figura 32 - Desenho de definição e esquema de montagem do rolamento 61804-2RZ [19]

Para o veio roscado o rolamento escolhido foi o 61903-2RZ, na **Tabela 8** e **Figura 33** estão explícitas as características deste rolamento e o desenho de definição e respetivo esquema de montagem.

Tabela 8 – Características do rolamento 61903-2RZ [19]

Dimensões principais		Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
		dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
d	D	B	C	C0		* Rolamento SKF Explorer
mm			kN	r/min		-
17	30	7	4,62	50000	26000	61903-2RZ

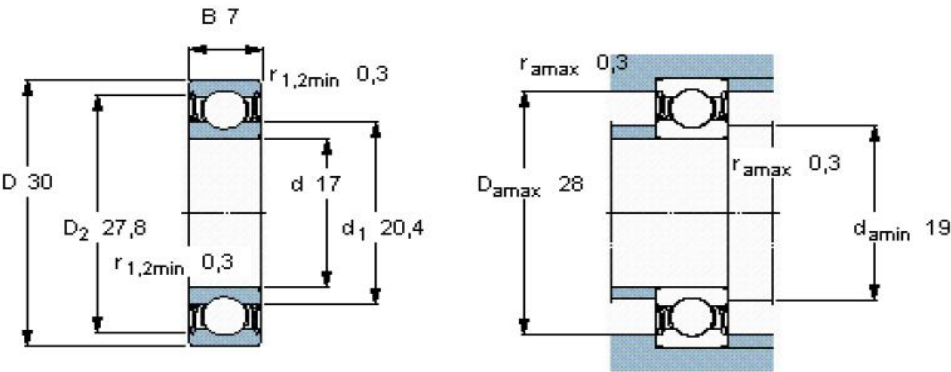


Figura 33 – Desenho de definição e esquema de montagem do rolamento 61904-2RZ [19]

Por último para o rolamento entre o tambor e o suporte intermédio foi escolhido o 61810-2RZ, na Tabela 9 e Figura 34, estão descritas as características do rolamento e representação esquemática.

Tabela 9 - Características do rolamento 61810-2RZ [19]

Dimensões principais		Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
		dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
d	D	B	C	C0		* Rolamento SKF Explorer
mm			kN	r/min		-
50	65	7	6,76	20000	10000	61810-2RZ

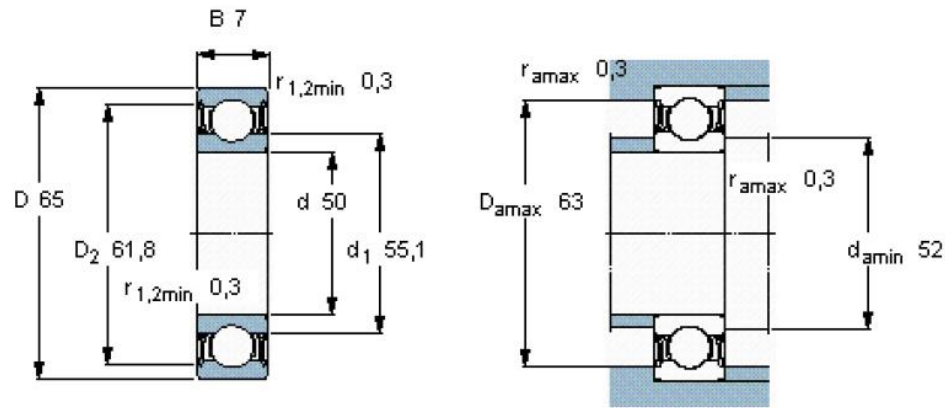


Figura 34 - Desenho de definição e esquema de montagem do rolamento 61810-2RZ [19]

3.3 Sistema de guiamento da carga

3.3.1 Fixação das guias

As guias por onde o carro que movimenta a carga se irá deslocar, serão guias cilíndricas com 25 mm de diâmetro, tendo um comprimento de 1700 mm. Elas são fixas à estrutura através de casquilhos se se irão inserir nos furos realizados nos perfis Bosch 90x180 de 400 mm de comprimento. Os casquilhos superiores, estão fixos através de dois meios anéis que serão aparafusados ao perfil Bosch 90x180 superior os casquilhos inferiores serão fixos do mesmo modo. As **Figuras 35 e 36** mostram com exatidão o que foi acima descrito.

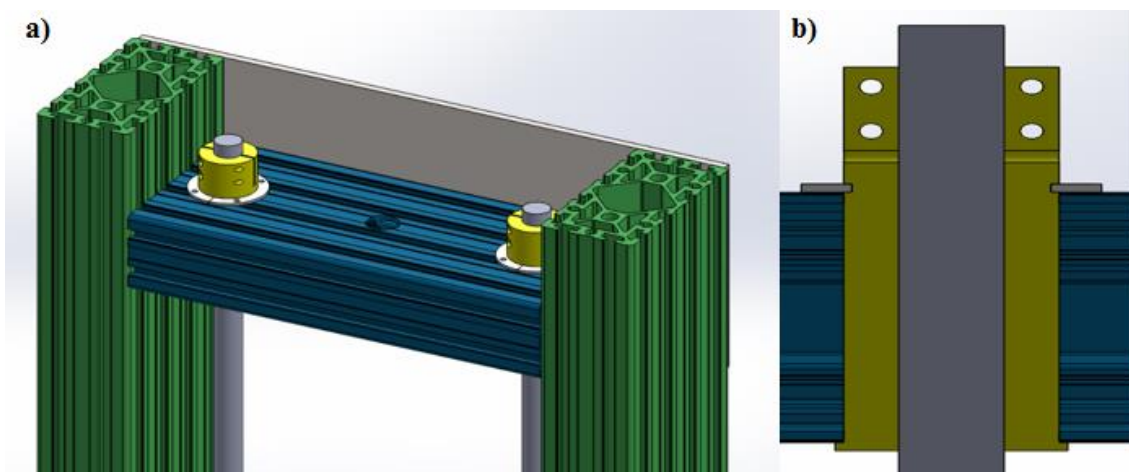


Figura 35 – a) Fixação das guias a estrutura (parte de cima); b) Vista em corte da fixação do casquilho superior e guia

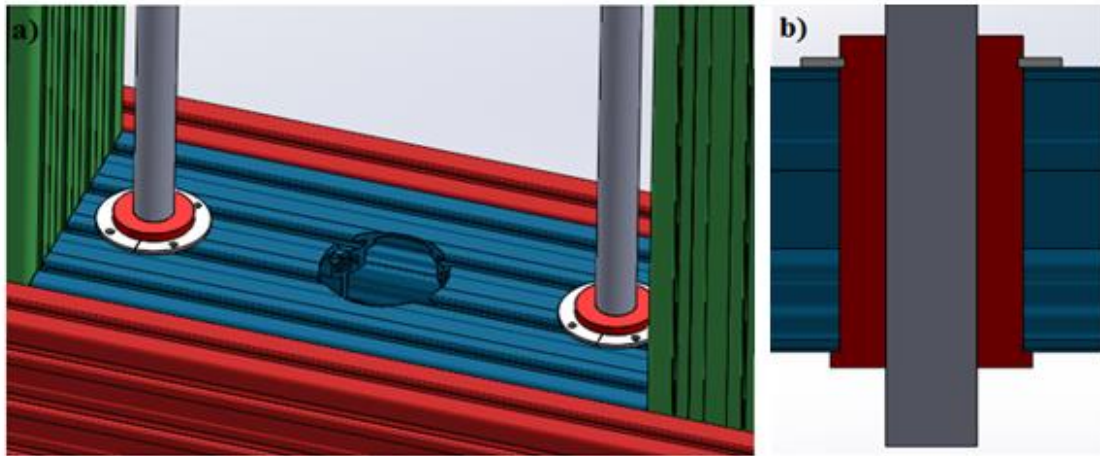


Figura 36 – a) Fixação das guias a estrutura (parte de baixo); b) Vista em corte da fixação do casquilho inferior e guia

De maneira a dar mais estabilidade as guias, constatou-se que seria benéfico recorrer a parafusos para servirem de ligação entre os perfis Bosch 90x180H e as guias, a **Figura 37** mostra um esquema de como será feita esta ligação.

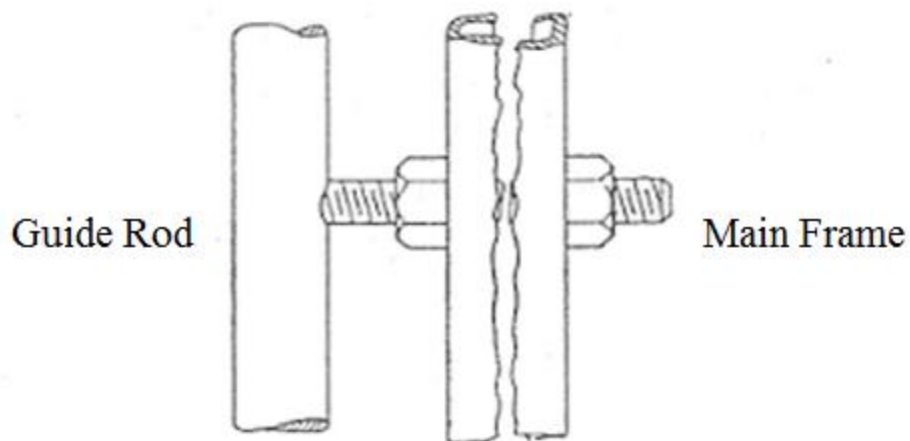


Figura 37 – Sistema de ajustamento das guias [1]

3.3.1.1 Casquilhos

Os casquilhos superiores têm furos preparados para parafusos CHC ISO 23249-M4 [13] de modo a poder fixar a guia ao casquilho, por aperto. Os casquilhos inferiores e superiores têm como material o aço Ck45 com revestimento de zincado negro. Nos anexos P e Q, podem-se encontrar os desenhos de definição destes componentes.

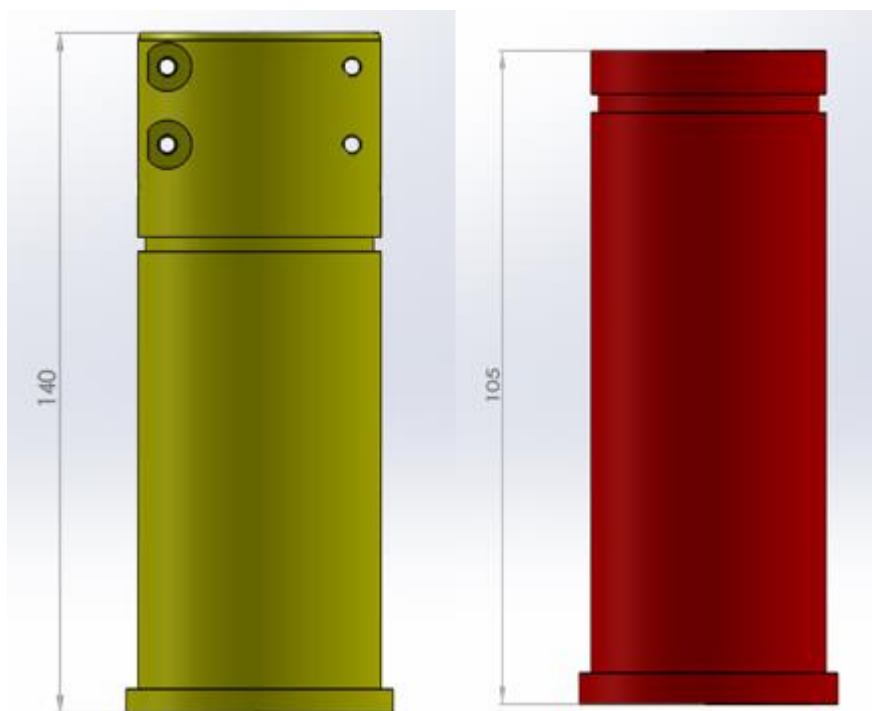


Figura 38 – Casquilhos superior (esquerda) e inferior (direita) com comprimentos (mm)

3.3.1.2 Elementos de fixação dos casquilhos

Os meios anéis que servem de fixação aos casquilhos são feitos de aço inox com a norma AISI 310 [12], e têm furos para parafusos de cabeça hexagonal [13]. No anexo R está representado o desenho de definição desta peça.

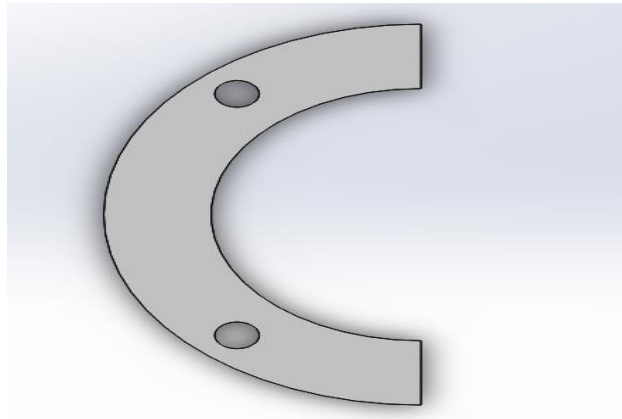


Figura 39 – Meio anel para fixar os casquilhos

3.3.2 Mecanismo de transporte

De modo a transportar a carga, foi projetado um carro que se irá deslocar por entre as guias, servindo também de suporte a outros componentes como mostra a **Figura 40**.

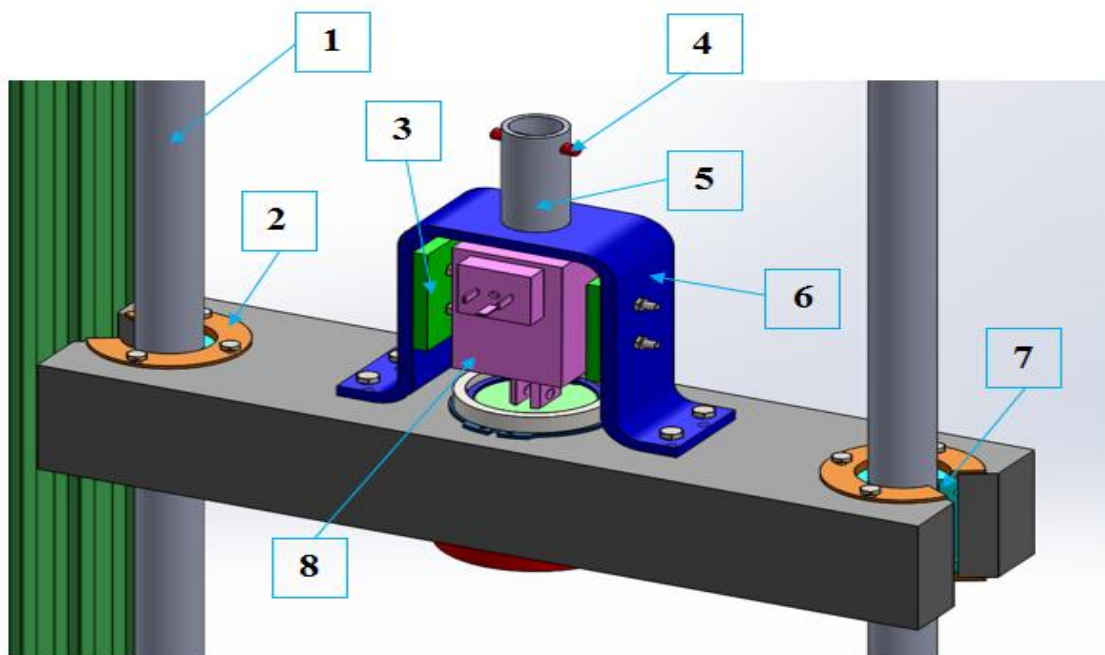


Figura 40 – Mecanismo de transporte da carga

Legenda:

1 – Guia; 2 – Tampa do rolamento; 3 – Chapa de fixação do solenoide;
4 – Pino; 5 – Amarração do cabo; 6 – Chapa de suporte do solenoide e
amarração do cabo; 7 – Rolamento linear de esferas; 8 – Solenoide.

3.3.2.1 Carro

O carro serve como uma unidade essencial para o transporte da carga. O furo central serve para fixar o mecanismo de libertação da carga, enquanto que os furos laterais têm como finalidade alojar os rolamentos lineares de esferas abertos que irão guiar o carro entre as duas guias cilíndricas. Os rolamentos são fixos axialmente através de duas tampas aparafusadas ao carro. Utilizam-se rolamentos axiais abertos, para poder fixar as guias aos montantes da estrutura, e assim reduzir as vibrações. O carro será feito com aço Ck45 [12], visto que tendo mais massa, serve para tracionar o cabo do tambor e conseguir atuar a mola do mecanismo de libertação que requer uma força de 68.3 N. O desenho de definição desta peça está presente no anexo S.

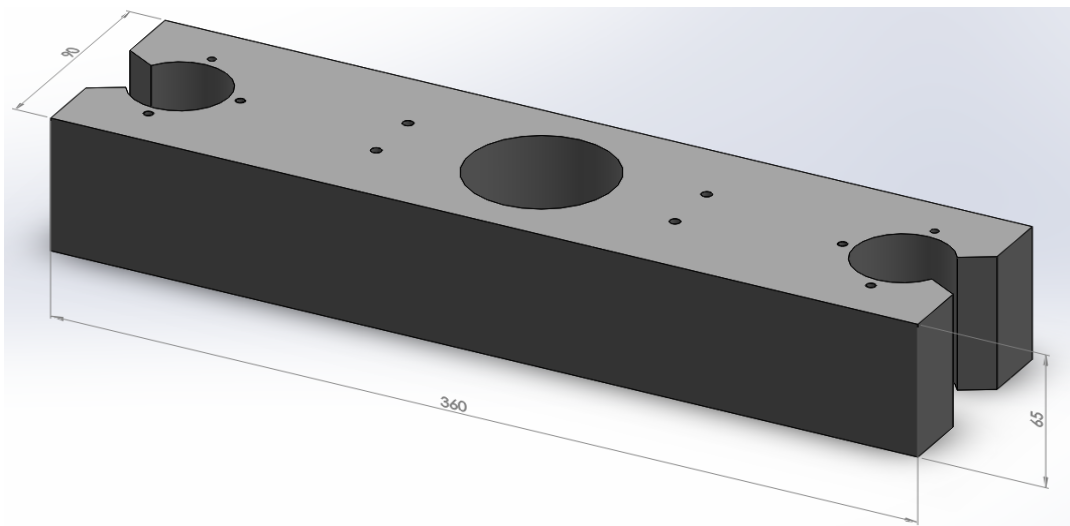


Figura 41 – Carro (mm)

3.3.2.2 Rolamentos lineares de esferas

Foram escolhidos rolamentos lineares de esferas abertos, de modo a permitirem a passagem de parafusos que ajudam a fixar as guias aos montantes. Na **Figura 42**, estão representados os desenhos de definição do rolamento KB25-PP-AS da INA [20], assim como as suas características.

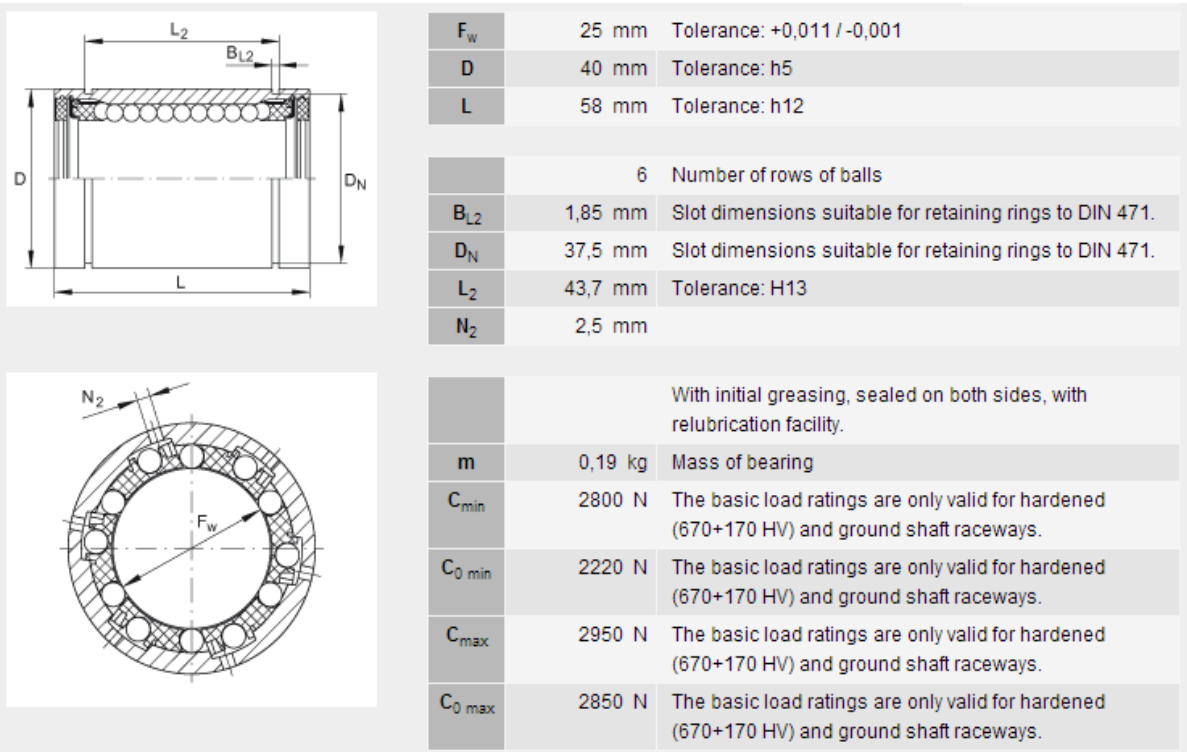


Figura 42 - Desenhos de definição e características do rolamento KB25-PP-AS [20]

3.3.2.3 Tampa de fixação

De maneira a fixar os rolamentos, foram criadas umas tampas com furos que servirão para parafusos de cabeça hexagonal ISO 4014 – M5 [13] aço inox da norma AISI 301 [12], constitui o material deste componente. No anexo T, está presente o desenho de definição desta peça.

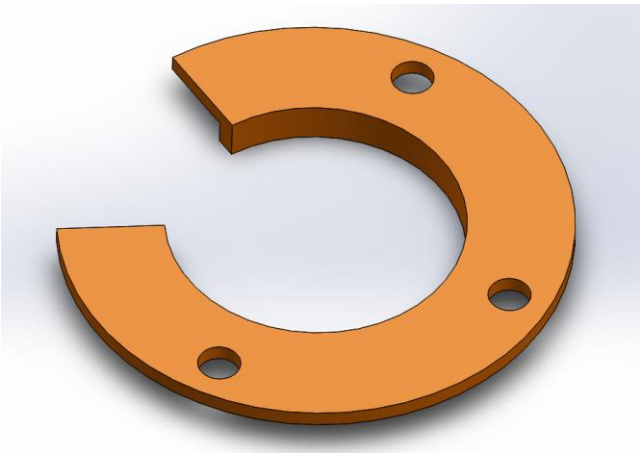


Figura 43 - Tampa de fixação do rolamento linear de esferas

3.3.2.4 Solenoide

De maneira a atuar o mecanismo de libertação, recorreu-se a um solenoide que tivesse capacidade de comprimir a mola para um curso de 15 mm. A escolha deste componente ficou a cargo da parte de Automação deste projeto. O fabricante do solenoide escolhido foi a Kunkhe [21], sendo o modelo o V45. O solenoide trabalha a 24V com corrente contínua. Na **Figura 44**, está representado um gráfico de força-deslocamento de acordo com o *duty-cycle* (ED).

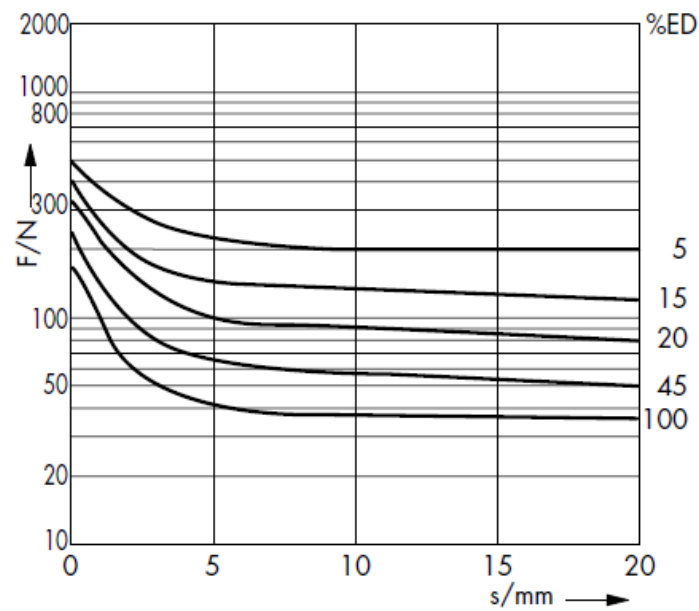


Figura 44 – Curva força-deslocamento de acordo com o duty-cycle

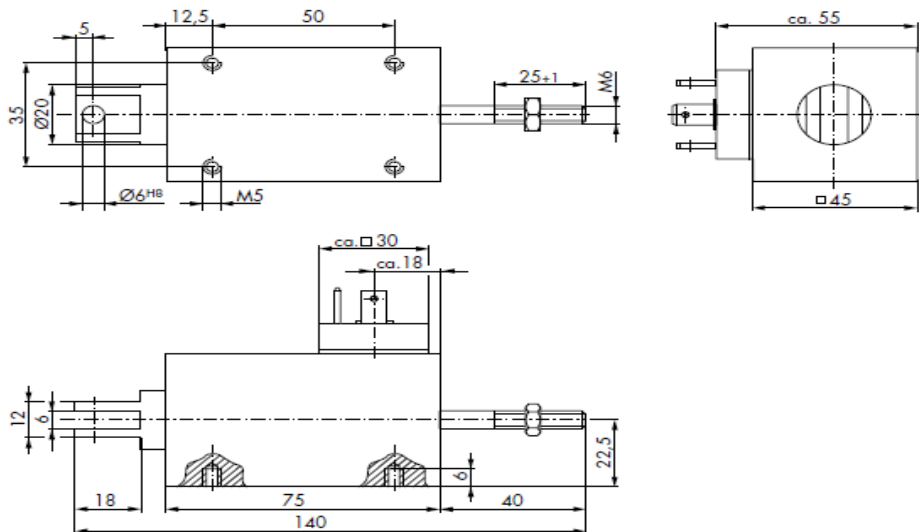


Figura 45 - Desenhos de definição do solenoide V45 [21]

3.3.2.5 Elementos de fixação do solenoide e cabo

Para fixar o solenoide, foi projetado um apoio em chapa quinada de acordo com a norma DIN 6935, para o fixar na vertical como mostra a **Figura 40**.

A chapa de suporte do conjunto é fixada ao carro por parafusos ISO 4014 – M5 [13]. Por sua vez, a chapa que fixa o solenoide, é aparafusada a chapa de suporte através de parafusos ISO 4014 – M4 [13] e roscas ISO 4032 - M4. Para acoplar o cabo a este conjunto, foi projetado um tubo com 20 mm de diâmetro interno, entalhado pela chapa de suporte; neste tubo, está inserido um pino localizado por pinos bipartidos, que serve de ligação com o cabo de aço. A **Figura 46** mostra com clareza o que foi dito nos parágrafos anteriores. As chapas quinadas e a peça de acoplamento ao cabo, são de aço DIN Ck 45 [12]. Nos anexos U, V e W, estão representados os desenhos de definição dos elementos falados anteriormente.

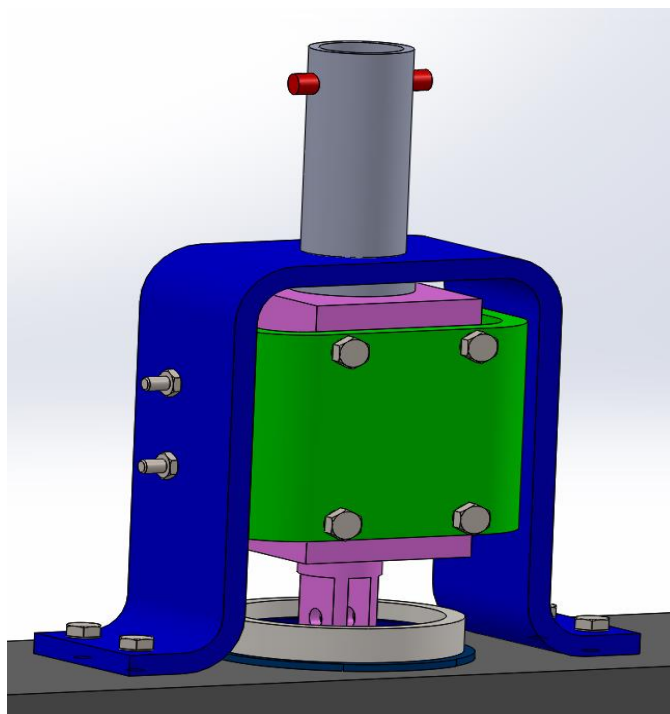


Figura 46 – Fixação do solenoide e da peça que irá ligar o cabo ao carro

3.4 Sistema de libertação da carga

De maneira a libertar a carga, era necessário um sistema que fosse eficiente. O sistema encontrado vem de encontro a essa necessidade, é um sistema simples e está representado na **Figura 47**.

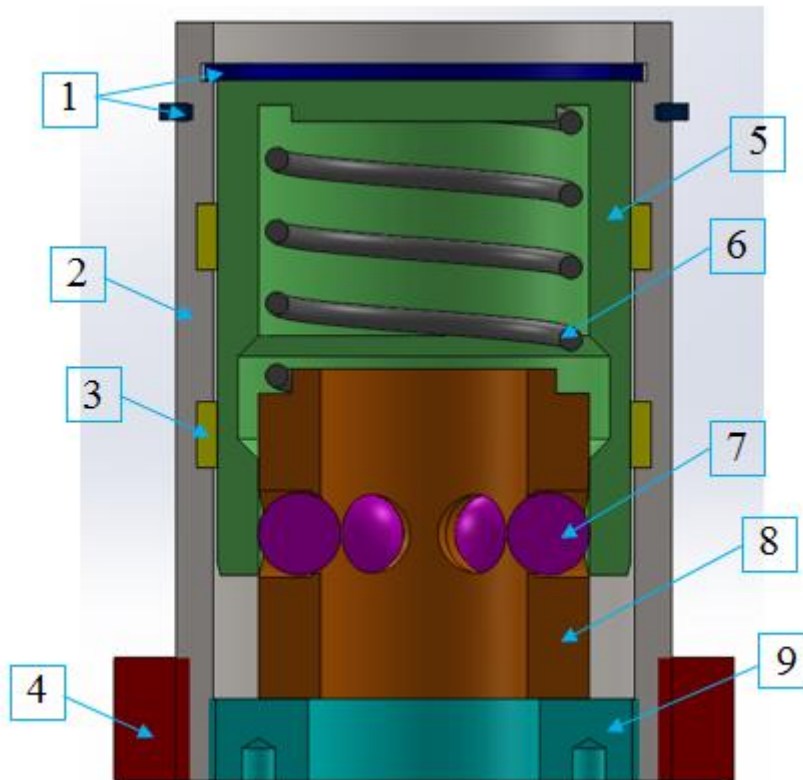


Figura 47 – Mecanismo de libertação da carga

Legenda:

- 1 – Anéis elásticos; 2 – Varão exterior; 3 – Manga de guiamento;
4 – Tampa de fixação ao carro; 5 – Peça intermédia; 6 – Mola;
7 – Esfera; 8 – Anel de esferas; 9 – Tampa interior.

Para fixar a carga no mecanismo de libertação, o veio que entra no mecanismo de libertação empurra as esferas (7), que por sua vez empurram o anel das esferas (8) contra a mola, fazendo com que as esferas entrem numa cavidade da peça intermédia. Depois de passar pelas esferas o veio fica posicionado devido ao entalhe que possui, estando neste momento a carga fixa pelas esferas.

Para libertar a carga, o solenoide atua sobre a peça central (5) até esta bater na tampa interior (9), devido ao angulo do entalhe do veio, as esferas são expelidas contra os entalhes da peça central, libertando o veio da carga, deixando cair o peso que irá impactar o provete. Na **Figura 48** pode-se observar a sequência de funcionamento descrita nos parágrafos anteriores.

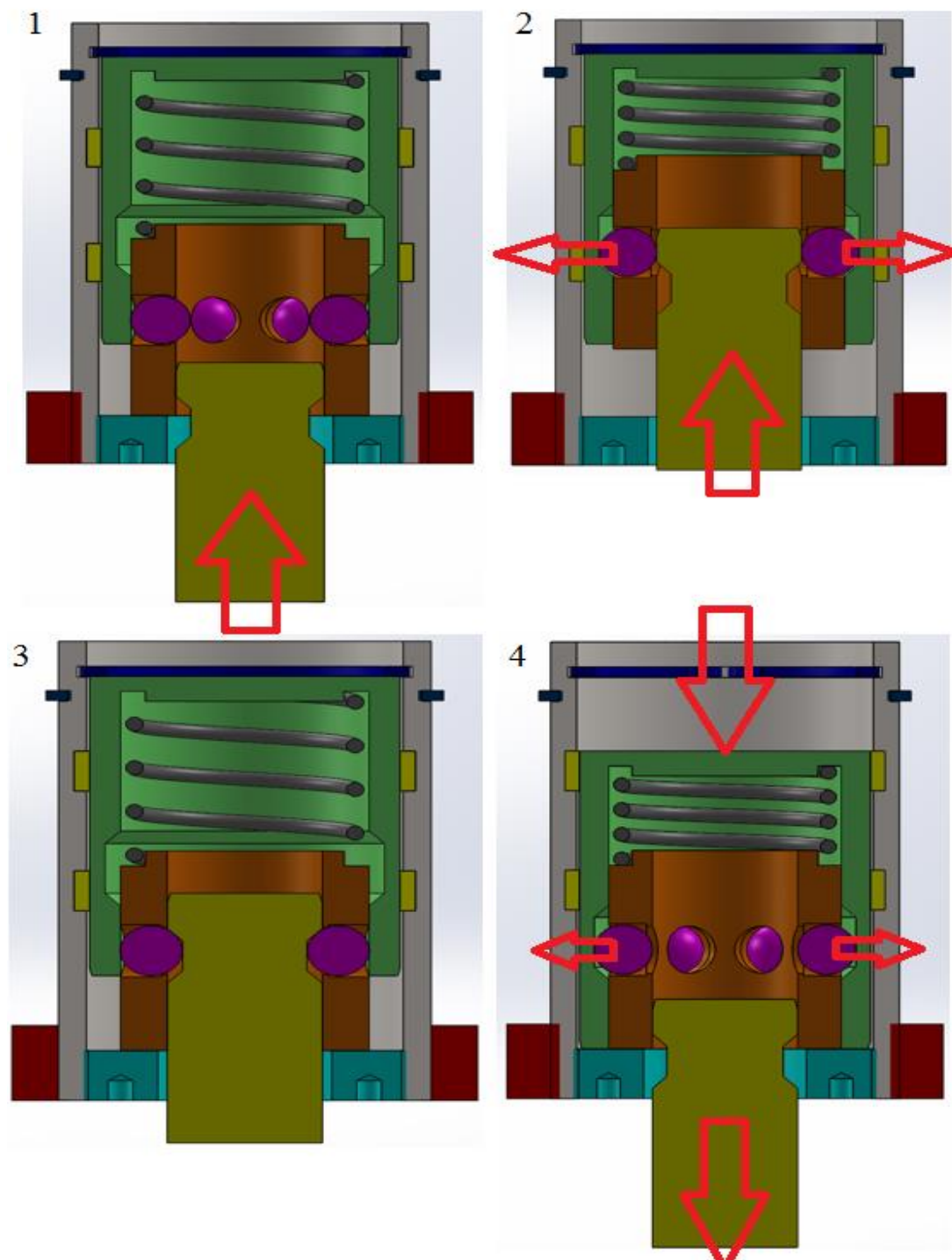


Figura 48 – Fixação e liberação da carga. **1** – Fase de aproximação do veio da bigorna; **2** – Fase de acoplamento do veio; **3** – Veio da bigorna acoplado; **4** – Fase de liberação do veio da bigorna

3.4.1 Varão exterior

A peça exterior do mecanismo de libertação consiste num tubo de 50 mm de diâmetro com retificado interior com uma parede de 5 mm. Será preciso maquinar alguns entalhes para fixar os anéis elásticos e as mangas de guiamento. O aço DIN Ck 45 [12] é o material de que é feita esta peça. No anexo Y, encontra-se o desenho de definição deste componente.

3.4.2 Mangas de guiamento

De maneira a diminuir o atrito entre as peças, foram colocadas umas mangas de guiamento de PTFE, um composto de bronze da marca Merkel [22]. As mangas têm uma espessura de 2,5 mm e uma altura de 8mm, posicionando-se nos entalhes maiores do tubo retificado anterior.

3.4.3 Peça intermédia

A peça intermédia é importante, na medida que sem ela, as esferas não ficariam fixas no anel e não seria possível fixar ou libertar a carga. Esta peça será maquinada a partir de um varão retificado de 50 mm de diâmetro, cujo material é o aço St 52 [12]; o desenho de definição deste componente encontra-se disponível no anexo Z.

3.4.4 Anel das esferas

Este componente serve para fixar as esferas, deixando que estas saiam o suficiente para fixar o veio da carga, do lado contrario, permite que estas rolem livremente para entrarem no entalhe da peça intermédia. Este componente é fabricado através da maquiagem de um varão retificado de 40 mm de diâmetro, de material aço St52 [12]. O desenho de definição da peça, encontra-se no anexo AA.

3.4.5 Mola

A mola serve para elevar a peça intermédia sobre o anel das esferas, fazendo com que estas esferas estejam do lado de dentro do anel, como mostra a **Figura 47**.

Inputs

Diameter of spring wire, d :	<input type="text" value="2.769"/>	<input type="text" value="mm"/>
Outer diameter of spring, D_{outer} :	<input type="text" value="36"/>	<input type="text" value="mm"/>
Free length of spring, L_{free} :	<input type="text" value="35"/>	<input type="text" value="mm"/>
Number of active coils, n_a :	<input type="text" value="4"/>	
<u>Youngs modulus of material, E:</u>	<input type="text" value="193"/>	<input type="text" value="GPa"/>
<u>Poisson ratio of material, ν:</u>	<input type="text" value="0.3"/>	
<u>Density of material, ρ:</u>	<input type="text" value="7860"/>	<input type="text" value="kg/m^3"/>

Answers

Spring constant, k :	<input type="text" value="3720 N/m"/>	<input type="text" value="N/m"/>
Maximum load possible, F_{max} :	<input type="text" value="68.3 N"/>	<input type="text" value="N"/>
Maximum shear stress possible, τ_{max} :	<input type="text" value="305 Mpa"/>	<input type="text" value="Mpa"/>
Maximum displacement possible, L_{def} :	<input type="text" value="18.4 mm"/>	<input type="text" value="mm"/>
Length of wire required to make spring:	<input type="text" value="628 mm"/>	
Solid height:	<input type="text" value="16.6 mm"/>	
Distance between coils in free spring:	<input type="text" value="8.75 mm"/>	
Rise angle of coils:	<input type="text" value="4.79 deg"/>	
Lowest spring resonant frequency, f_{res} :	<input type="text" value="177 Hz"/>	<input type="text" value="Hz"/>
Shear modulus of material, G :	<input type="text" value="74.2 GPa"/>	<input type="text" value="GPa"/>
Mass of spring:	<input type="text" value="0.0297 kg"/>	<input type="text" value="kg"/>

Figura 49 - Características da mola [23]

A **Figura 49**, apresenta os parâmetros utilizados para projetar a mola. As propriedades do material e o diâmetro do cabo, foram as equivalentes as encontradas na empresa produtora de molas Fanamol [23]. Recorreu-se a uma aplicação para calcular as restantes propriedades [24].

Como se pode verificar, a força máxima admissível na mola é de 68.3 N no deslocamento máximo. Como a mola irá sofrer um deslocamento menor, a força necessária será menor, contudo é preciso ter em consideração os atritos entre as peças. Por este motivo o solenoide foi sobredimensionado.

3.4.6 Tampas

A tampa interior serve de batente às peças e caso seja necessário trocar algum componente, proporciona um fácil acesso ao mecanismo. Para conseguir roscar a peça foram feitos dois furos pequenos de modo a poder entrar uma chave.

A Porca exterior, serve para fixar o mecanismo de libertação à parte de baixo do carro. Pode-se verificar na **Figura 50** que esta tem uns furos, que servem para ajudar a fixação do componente através da utilização de uma chave em C. Os dois componentes são constituídos pelo aço DIN Ck45, com revestimento de zincado negro de modo a melhorarem a resistência à corrosão, estando os desenhos de definição das duas peças nos anexos AC e AD.

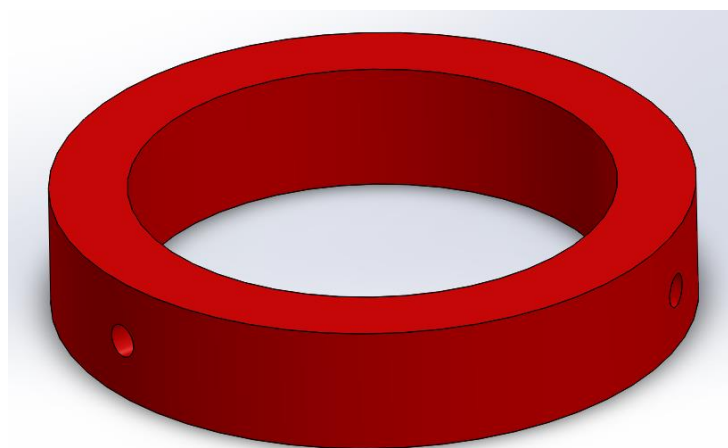


Figura 50 – Tampa exterior de fixação ao carro

3.4.7 Anéis elásticos

O anel elástico exterior serve para fixar o mecanismo de libertação a parte de cima do carro. Esta peça é um anel elástico para veio DIN 471 – 60x2 [16]. O anel interior serve para servir de batente a peça intermédia, impedindo que esta saia para fora do mecanismo; este componente é um anel elástico para furo DIN 471 – 54x2 [16].

3.5 Sistema de impacto

Este sistema, constitui a carga propriamente dita. A célula de carga está acoplada à “bigorna” de maneira a receber diretamente a informação durante o impacto. É aconselhável que o transdutor não tenha esforços à tração porque contribuem para o aumento do erro nas medidas. Na **Figura 51**, temos representado o sistema de impacto.

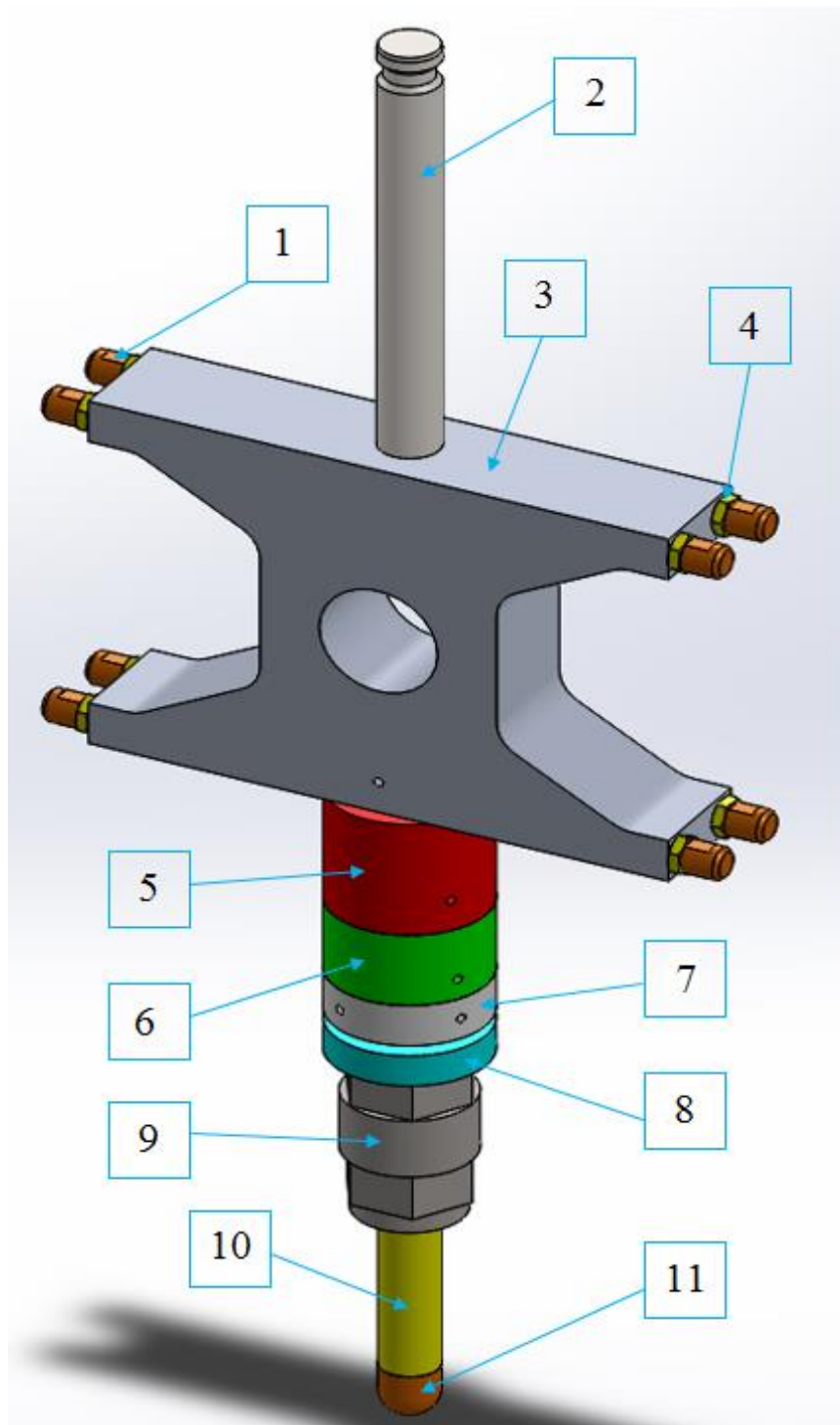


Figura 51 – Sistema de impacto

Legenda:

- 1 – Limitador de posição; 2 – Veio da carga; 3 – Bigorna; 4 – Contraporca;
5 – Flange de ligação à bigorna; 6 – Haste de fixação ao transdutor;
7 – Contraporca da haste; 8 – Acoplamento do transdutor; 9 – Transdutor;
10 – Espiga de impacto; 11 – Ponta de impacto.

3.5.1 Veio da carga

O veio da carga como já foi demonstrado anteriormente, é a peça que faz a ligação da carga com o mecanismo de libertação. É um veio de aço inox da norma AISI 310 [12] de 25 mm de diâmetro roscado na parte inferior de maneira a possuir uma ligação com a bigorna e centragem pelo próprio veio. O desenho de definição do veio está presente no anexo AE.

3.5.2 Limitador de posição

A bigorna possui lateralmente 8 furos roscados M10, onde irão encaixar parafusos sem cabeça M10. Estas peças, juntamente com as porcas baixas ISO 4035 – M10 [13] definem a folga que o mecanismo de impacto tem em relação às guias. Pode-se ajustar a folga com uma maior ou menor roscagem. Estas peças são importantes na medida que impedem que a carga em queda livre caso se desequilibre, tenha a sua posição limitada relativamente às guias. Os limitadores são peças simples, de modo a poderem ser substituídos quando apresentarem desgaste. Têm como material o aço Ck45 [12] com zincado negro. Na **Figura 52**, está representada esta peça e a folga máxima permitida é de 0.3 mm.

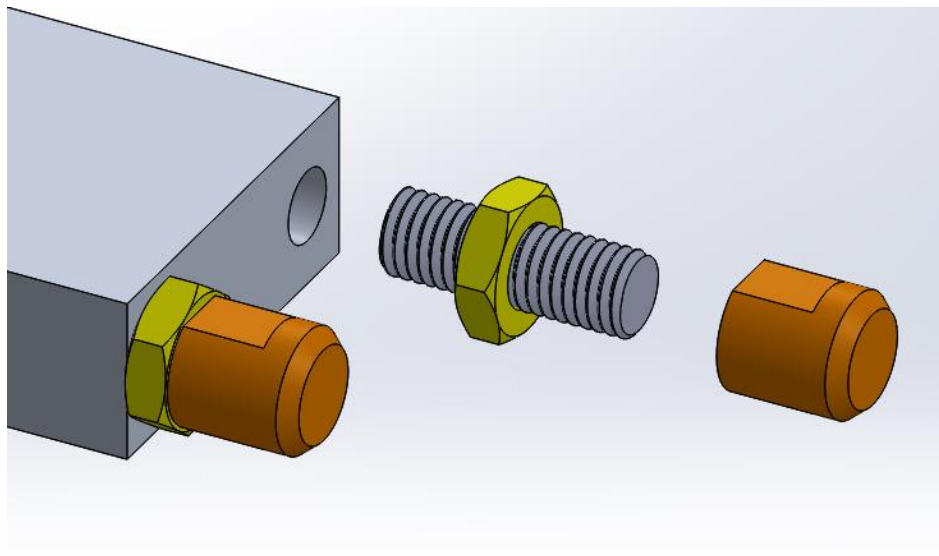


Figura 52 – Fixação dos limitadores de posição

3.5.3 Bigorna

A bigorna é o componente que serve de ligação com o resto dos constituintes deste sistema de impacto. Esta estrutura tem que ter uma boa rigidez, atuando com um suporte perfeito sem ter muita vibração; Deverá ser uma peça com massa reduzida para não limitar demasiado a carga de ensaio mínima, Um alumínio de uma série elevada será o material perfeito para esta peça.

Este componente tem um furo M24 de passo fino com uma espiga de centragem na base, de modo a servir de ligação com as peças que irão constituir o acoplamento ao transdutor. Acima tem um furo roscado de 25 mm de diâmetro que serve de centragem, com um furo M16 de passo fino, para ser acoplado o veio da carga.

Para evitar a dissipação de energia no momento da queda do peso, é necessário que a bigorna ao cair, não entre em contacto com as guias, estas só lá estão para garantir um bom guiamento do carro e para servir de bloqueio ao peso, caso este não caia verticalmente. As massas móveis, serão fixas à face superior da bigorna, servindo o veio da carga como guiamento.

No anexo AF, está o desenho de definição desta peça.

3.5.4 Acoplamento ao transdutor

Para ligar o transdutor à base da bigorna, foram projetadas várias peças, que se ligam entre si do mesmo modo. Cada peça, possui uma espiga de centragem de modo a garantir a coaxialidade do conjunto e uma rosca, para garantir a fixação entre elas. Na **Figura 53**, é possível visualizar o que foi descrito através de uma vista de corte no conjunto. A flange de ligação à bigorna (1) e a haste de fixação ao transdutor (2), possuem primeiro uma rosca, seguido de uma centragem. O acoplamento do transdutor (4), possui a espiga de centragem primeiro, seguido da rosca, de modo a poder-se utilizar uma contraporca (3), para poder determinar a posição de rotação do transdutor, isto é, para se poder controlar a direção da saída do cabo de sinal do transdutor. O transdutor possui também uma espiga de centragem. De maneira a impedir que os componentes desenrosquem, existem furos que permitem a passagem de um pino para “picar” a rosca nos componentes (1) e (2) da figura seguinte. A contraporca tem o mesmo efeito para o componente (4). Os desenhos de conjunto destes componentes, encontram-se nos anexos AH, AI, AJ e AK, sendo o material destes componentes, aço inox da norma AISI 310 [12].

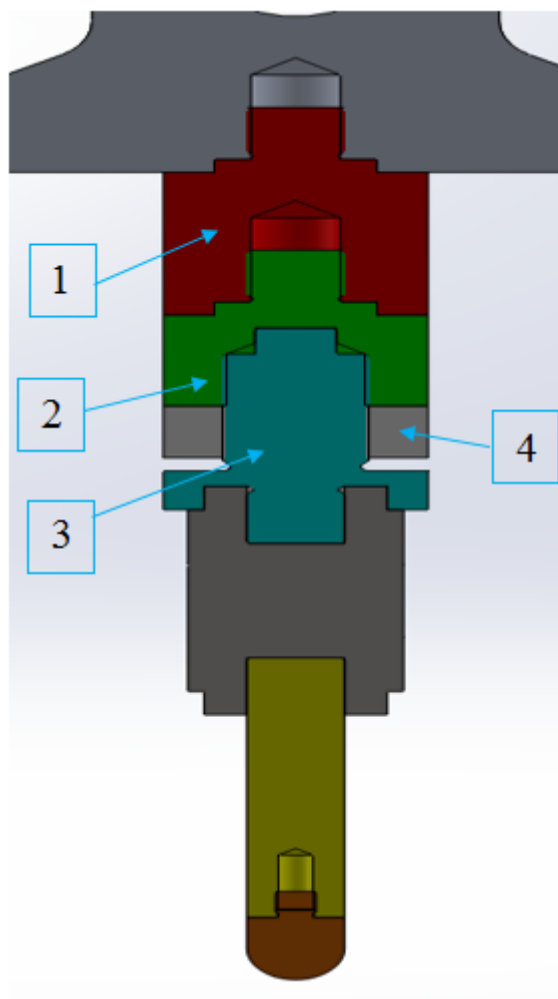


Figura 53 – Modo de acoplamento do transdutor

3.5.5 Transdutor

O transdutor é a peça mais importante deste sistema, visto que é o aparelho que mede as variações de curso durante o impacto. Este foi escolhido pela parte de Automação deste projeto. Traduz-se numa célula de carga do tipo piezocapacitiva, com capacidade para medir esforços de compressão e tração. A partir do sinal por ele fornecido e do conhecimento das massas em movimento, é possível, por integração numérica, obter os valores de velocidade e posição.

O transdutor é do fabricante Kistler [25], modelo 9361B com uma força máxima de aproximadamente 60 kN (Nas **Tabelas 10** e **11**, assim como na **Figura 55** podemos visualizar algumas das características do aparelho).

Tabela 10 – Dados técnicos do transdutor 9361B [25]

Type		9361B
Range F_z	kN	± 60
Calibrated partial range	N	600
Overload	kN	± 66
Rigidity	kN/ μm	$\approx 3,1$
Natural frequency	kHz	≈ 28
Capacitance	pF	≈ 150
Torque M_z max ($F_{x,y}, F_z = 0$)	N·m	230
Bending moment ($F_z = 0$)	N·m	830
Shear force F_{xy} max (no tensile forces)	kN	8
Weight	g	1 020

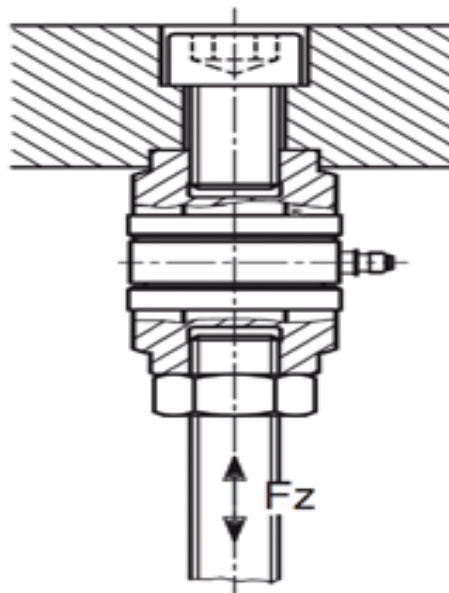


Figura 54 – Esquema de montagem do transdutor 9361B
(recomendação do fabricante) [25]

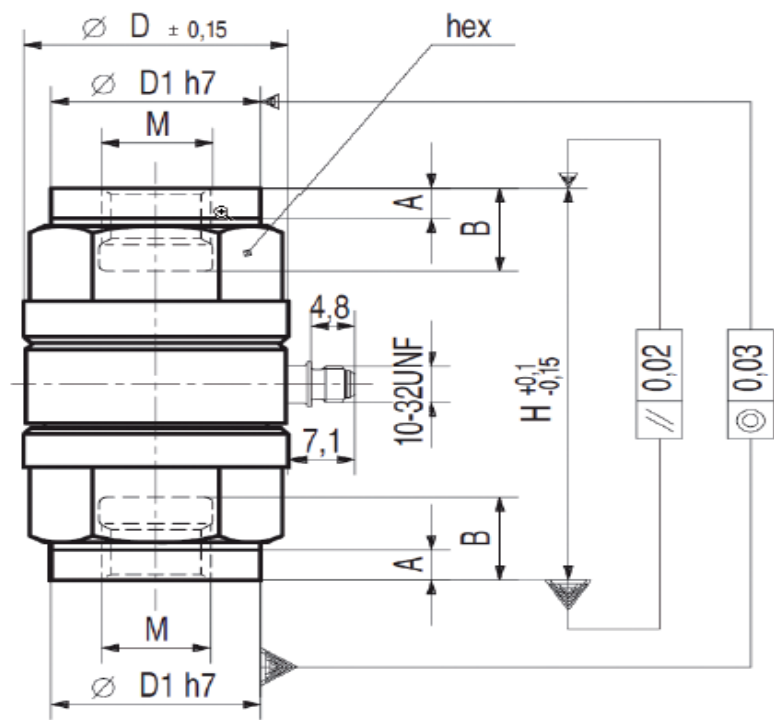


Figura 55 – Desenho de definição do transdutor 9361B [25]

Tabela 11 – Dimensões do transdutor 9361B [25]

Type	D	D1	H	A	B	hex	M
9361B	53	45	88	9	22	46	M24

3.5.6 Espiga de impacto

Para não perturbar as medidas do transdutor, devido a esforços de tração, o veio tem que ter uma massa pequena, tal como uma elevada rigidez. Devido a estes fatores, o material escolhido para o veio foi uma liga de titânio (Ti-6Al-4V).

O veio tem 24 mm de diâmetro e uma ponta roscada, que irá acoplar ao transdutor, na outra ponta tem um furo M10 que serve para roscar a ponta do impactador. O desenho de definição desta peça encontra-se no anexo AL.

3.5.7 Ponta de impacto

Por último, o material da ponta de impacto teria que ter uma elevada resistência ao impacto, já que é o componente que sofre o impacto diretamente. O material escolhido foi o aço da norma DIN X45NiCrMo4 (Böhler K600) um aço com boas propriedades mecânicas para o efeito [26].

De maneira a ser mais fácil de maquinar, este aço é comprado no seu estado recozido. Depois da maquinagem, é aconselhável a realização de um tratamento térmico de têmpera a 850°C, seguido de um revenido intermédio para melhorar a tenacidade.

As pontas de impacto, poderão ter formas muito diferentes e adaptadas ao tipo de ensaio a realizar. Como ponta mais comumente utilizada, foi criada uma ponta semiesférica de 12 mm de raio, com uma espiga M10 para fixação. O desenho de definição deste componente, encontra-se no anexo AM.

4. Projeto mecânico

Depois de obtida uma solução construtiva adequada para a máquina de ensaios de impacto, é necessário validá-la de acordo com a necessidade de justificação de segurança de uma estrutura com as solicitações a que esta está sujeita. É necessário verificar de que modo as tensões e deformações sofridas pelos diversos componentes constituintes da máquina, afetam o sistema em si.

De modo a ser possível realizar estes cálculos de uma maneira rápida e eficaz, em tempo útil, recorreu-se a uma aplicação em que fosse possível o recurso do método dos elementos finitos para o estudo do comportamento das partes mais críticas

O *software* escolhido para o efeito, foi o mesmo utilizado para a modelação a três dimensões dos diversos componentes, o *Solidworks 2014* ®; tendo em conta a simplicidade dos carregamentos a ensaiar, o programa utilizado foi suficiente para o efeito.

Considerando os tipos de carregamentos a que estará sujeito o dispositivo, foram considerados dois tipos de estudos: um estudo estático donde se analisaram as tensões e deformações sofridas pelos diversos componentes e um estudo dinâmico, neste último inserem-se os ensaios frequenciais, de modo a encontrar os diferentes modos naturais de vibração do mecanismo e os ensaios de *Drop Test*, feitos ao impactador que irá ser libertado em queda livre aquando o funcionamento da máquina.

4.1 Cálculo estrutural – Tipos de malha usado

Para conduzir estes estudos, foi aplicado o método dos elementos finitos através do *Solidworks Simulation*, este método prevê o comportamento de um modelo ao combinar a informação obtida por cada elemento que o constitui, consiste na divisão do modelo que se irá estudar, em diferentes partes de geometria simples e pequena. Este tipo de divisão designa-se por malha, sendo esta malha constituída por inúmeros elementos finitos que estão conectados entre si por nós. Quanto mais refinada for a malha, isto é, possuir um maior número de elementos finitos, os resultados obtidos serão mais precisos.

De modo a poder obter os melhores resultados possíveis, foram tidos em consideração diversos parâmetros:

- Tipo de malha a utilizar: foi utilizada uma malha sólida, malha gerada pelo software para objetos de grandes dimensões, criando elementos tetraédricos a três dimensões;
- Melhor qualidade da malha: neste caso a malha é gerada recorrendo a elementos tetraédricos compostos por sólidos parabólicos. O número de elementos a analisar aumenta, tornando a malha maior, o que origina melhores resultados após as simulações;
- Tamanho elementos: pode-se aumentar ou diminuir o tamanho dos elementos, que irá estar relacionado com a densidade da malha, quando menores forem os elementos, mais densa será a malha e mais tempo demorará a analisar, produzindo melhores resultados.
- Pontos Jacobianos: são definidos os pontos de integração usados para cada elemento; quanto maior forem os pontos, melhor serão os resultados. Este parâmetro foi raras vezes utilizado, só em caso de problemas encontrados pelo *software* ao gerar a malha e que se recorreu a este parâmetro. Quando necessário, foram usados 4 pontos Jacobianos, de modo a não ser preciso muita capacidade de processamento para efetuar os estudos.
- Material: foi definido para cada componente a simular, o material definido para a sua produção.

4.2 Estrutura

Devido a complexidade dos perfis Bosch [10], para poder simular a estrutura, foram criados perfis quadrangulares de formas mais simples, com momentos de inércia (I_x e I_y), módulos de seção (W_x e W_y) e materiais equivalentes aos perfis fornecidos pelo fabricante. Com a estrutura modelada, foram definidas as condições de fronteira. Foi definida uma carga de 80 kg a atuar no cimo da estrutura, onde se situa o tambor e foi definido que a base estaria fixa.

Tabela 12 – Comparação dos valores dos momentos de inércia e módulos de seção

Perfil	Fabricante	Calculados
90x90H	$I_x = 299.8 \text{ cm}^4$ $I_y = 299.8 \text{ cm}^4$ $W_x = 66.62 \text{ cm}^3$ $W_y = 66.62 \text{ cm}^3$	$I_x = 299.8 \text{ cm}^4$ $I_y = 299.8 \text{ cm}^4$ $W_x = 66.62 \text{ cm}^3$ $W_y = 66.62 \text{ cm}^3$
45x180H	$I_x = 766.67 \text{ cm}^4$ $I_y = 57.28 \text{ cm}^4$ $W_x = 85.19 \text{ cm}^3$ $W_y = 25.46 \text{ cm}^3$	$I_x = 766.54 \text{ cm}^4$ $I_y = 57.24 \text{ cm}^4$ $W_x = 85.18 \text{ cm}^3$ $W_y = 25.44 \text{ cm}^3$
90x180	$I_x = 1380 \text{ cm}^4$ $I_y = 401 \text{ cm}^4$ $W_x = 153.33 \text{ cm}^3$ $W_y = 89.11 \text{ cm}^3$	$I_x = 1380.07 \text{ cm}^4$ $I_y = 401.24 \text{ cm}^4$ $W_x = 153.34 \text{ cm}^3$ $W_y = 89.17 \text{ cm}^3$
90x180H	$I_x = 2138.3 \text{ cm}^4$ $I_y = 544.3 \text{ cm}^4$ $W_x = 237.59 \text{ cm}^3$ $W_y = 120.96 \text{ cm}^3$	$I_x = 2138.34 \text{ cm}^4$ $I_y = 544.29 \text{ cm}^4$ $W_x = 237.59 \text{ cm}^3$ $W_y = 120.95 \text{ cm}^3$

Na **Figura 56** é apresentada a malha utilizada para o estudo da estrutura, sendo esta constituída por elementos tetraédricos de 35mm de tamanho, possuindo 155351 nós e 88976 elementos.

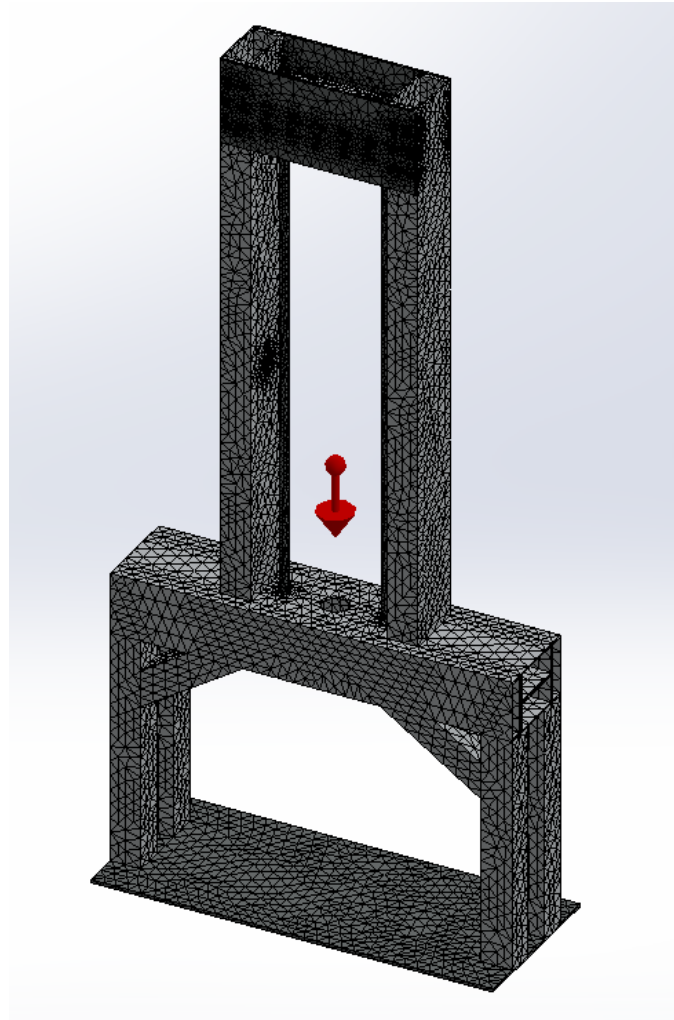


Figura 56 – Malha da estrutura.

4.2.1 Estrutura-estudo estático

Nas **Figuras 57 a 60**, são apresentados os diferentes resultados obtidos após a simulação estática da estrutura.

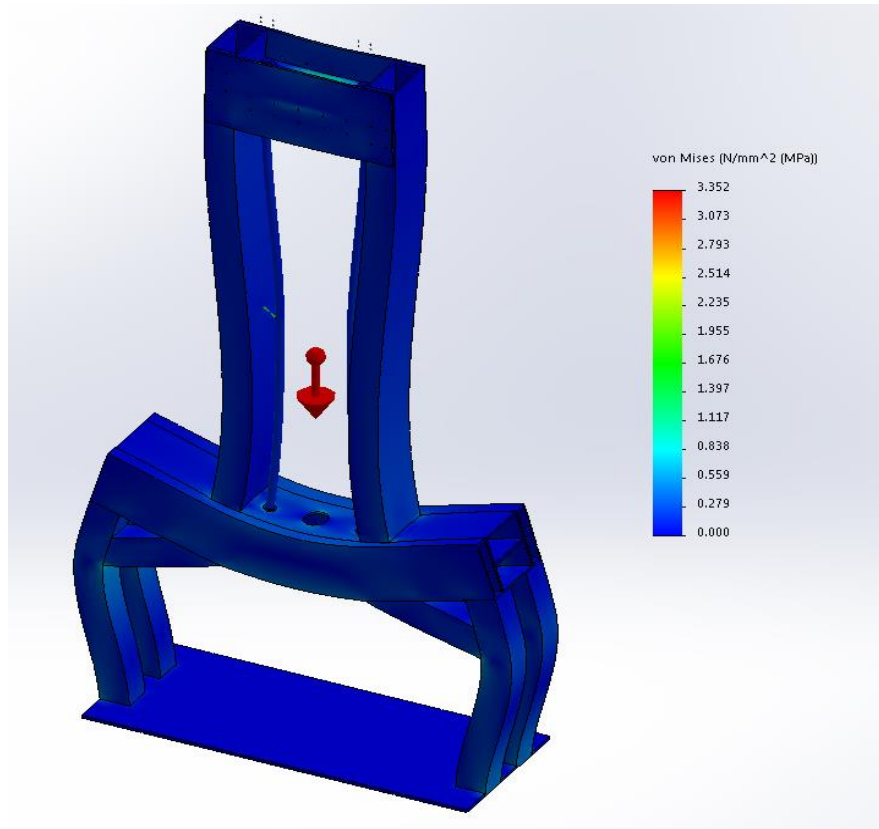


Figura 57 – Distribuição de tensões de Von Mises (MPa) na estrutura.

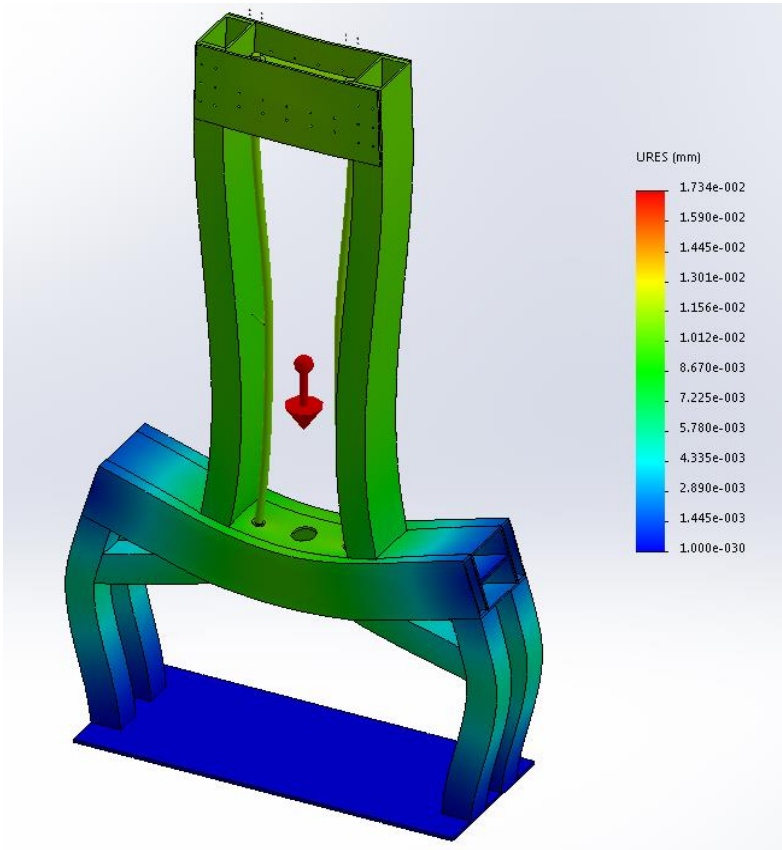


Figura 58 - Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm).

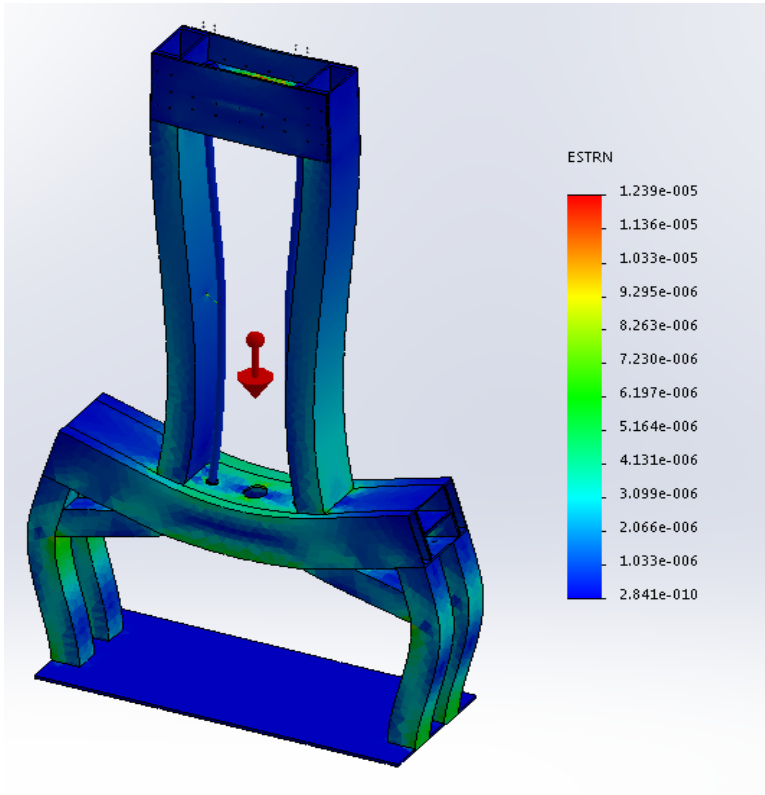


Figura 59 – Deformação resultante.

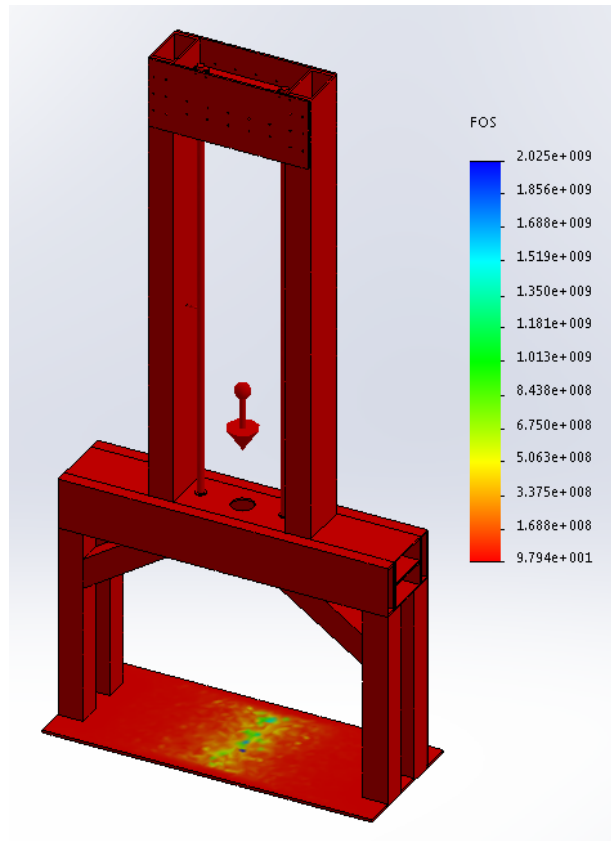


Figura 60 – Fator de segurança (FOS).

Como se pode verificar, a estrutura quando sujeita ao peso máximo que irá ter de suportar, comporta-se excecionalmente. A tensão máxima de 3.52 MPa ocorre numa pequena área e situa-se muito abaixo do valor máximo para a tensão de cedência do alumínio que constitui os perfis Bosch [10] de 240 MPa, como se pode constatar pela predominância da cor azul ao longo da estrutura. O deslocamento e a deformação também são mínimos. O fator de segurança (FOS), indica a razão entre a tensão de cedência do material e a tensão que ocorre na malha; como seria de prever, face ao valor baixo da tensão obtido, o FOS é alto sendo de 97.9, ora geralmente é desejado um valor acima de 1.5, o que acontece nesta situação.

4.2.2 Estrutura-estudo dinâmico

Devido as vibrações que a estrutura irá sofrer, foi realizado um estudo frequencial de modo a poder avaliar como se comportaria a máquina, quando sujeita a vibrações induzidas. A malha usada foi mais refinada, que na demonstração anterior, sendo constituída por elementos tetraédricos com 30 mm de tamanho, tendo 193572 nós e 110469 elementos. As condições de fronteira não mudaram desde o exemplo anterior.

Nas **Figuras 61 a 63**, estão representados os resultados obtidos através do estudo dinâmico.

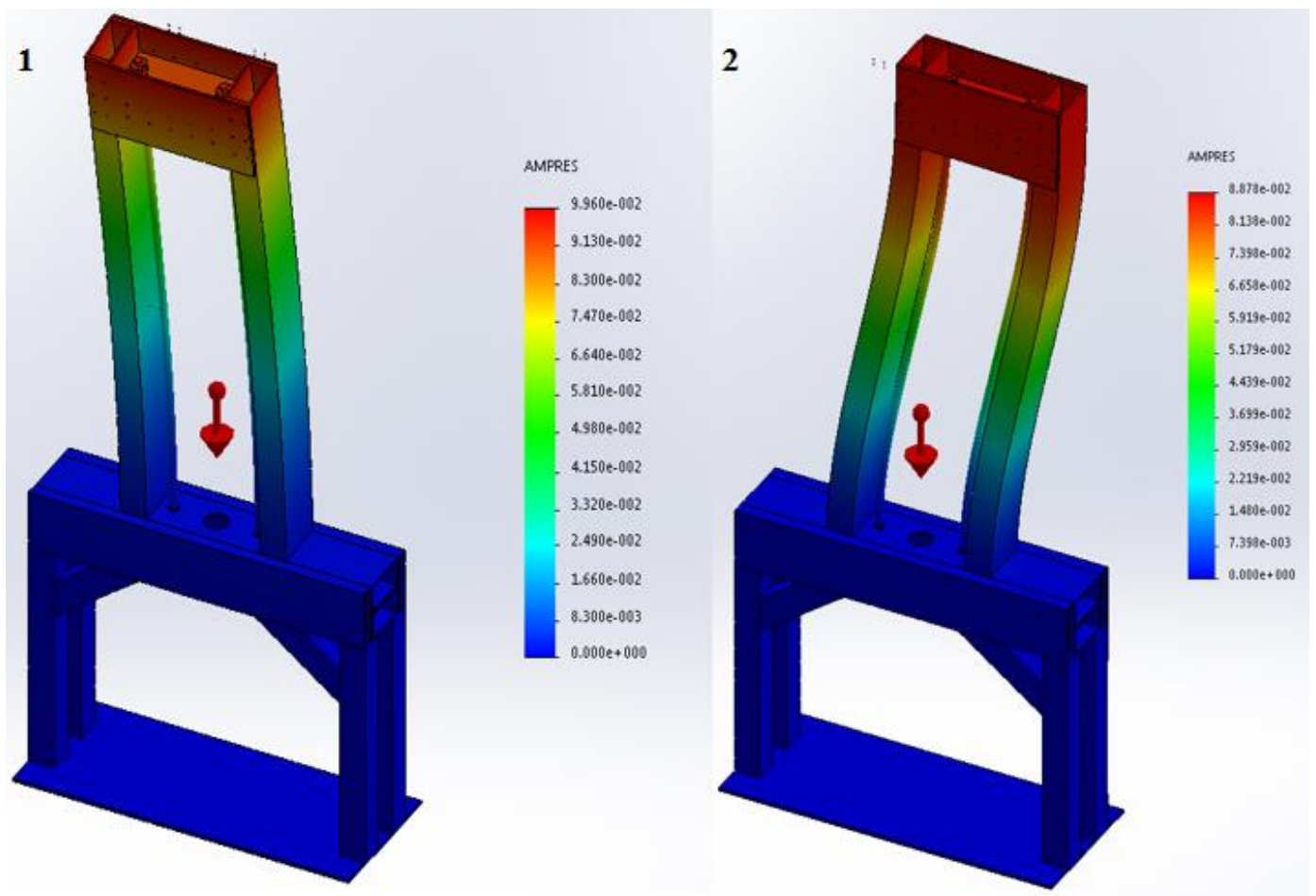


Figura 61 – 1) Efeito do 1º modo de vibração na estrutura; 2) Efeito do 2º modo de vibração na estrutura

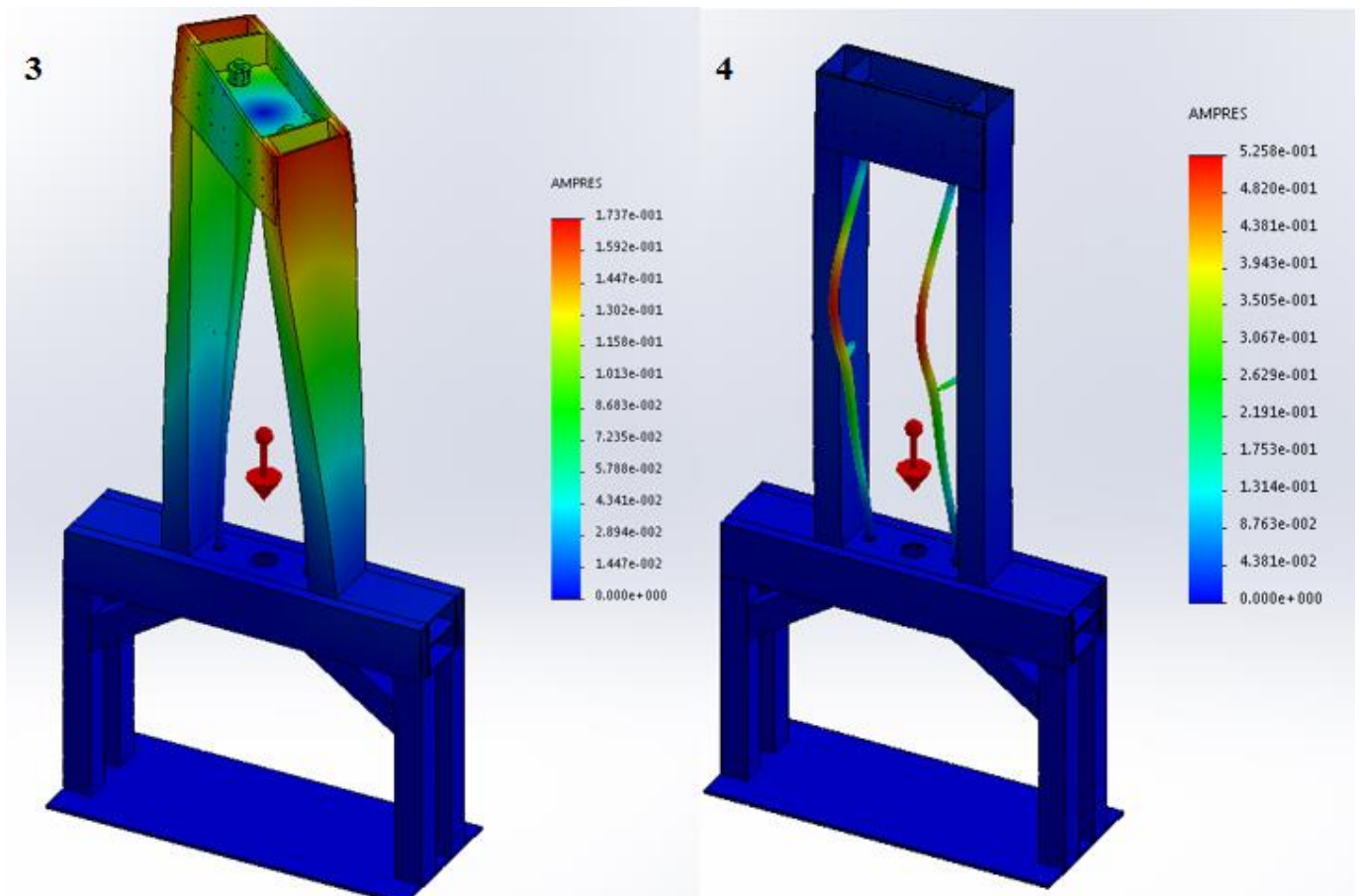


Figura 62 – 3) Efeito do 3º modo de vibração na estrutura; 4) Efeito do 4º modo de vibração na estrutura

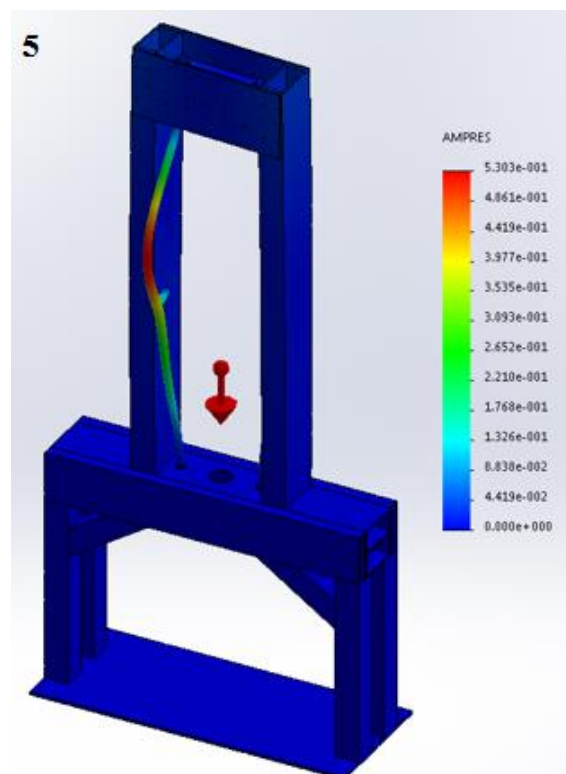


Figura 63 - 5) Efeito do 5º modo de vibração na estrutura

Tabela 13 – Resultados obtidos na análise frequencial

Frequência (Hz)	Deslocamento máximo (mm)
20.413	0.099
21.796	0.089
72.11	0.174
129.05	0.526
132.17	0.530

Como se pode observar na **Tabela 13**, a frequência dos dois primeiros modos de vibração é relativamente baixa. Sabe-se que o motor tem uma velocidade de rotação máxima de 1500 rpm, é preciso calcular a frequência deste.

$$f = \frac{1500}{60} = 25 \text{ Hz} \quad (16)$$

A frequência do motor é superior aos dois primeiros modos de vibração, o que significa que as guias como mostra a **Figura 60**, irão mover-se horizontalmente para frente e para trás e lateralmente, contudo o deslocamento máximo que ocorre nestes casos é mínimo, tendo um valor máximo de 0.099 mm, o que não irá afetar o normal funcionamento da máquina. Caso o valor do deslocamento fosse superior aos 0.30 mm existentes na folga do rolamento linear de esferas com as guias, seria necessário reforçar as guias de modo a reduzir o deslocamento destas.

4.3 Impactador-estudo dinâmico

Para saber de que modo se comporta o impactador, foi feito um estudo dinâmico que simulava uma queda deste componente sobre uma superfície rígida. De modo a facilitar a simulação, foram escolhidas para estudo, as partes inferiores a bigorna. Em relação às condições de fronteira, foi definida uma velocidade de impacto de 5 m/s, com ação da força gravítica e um peso equivalente ao peso máximo que terá a bigorna. Na **Figura 64** é possível ver-se a malha usada, esta é formada por elementos tetraédricos de 5mm de tamanho, possuindo 101839 nós e 92623 elementos.

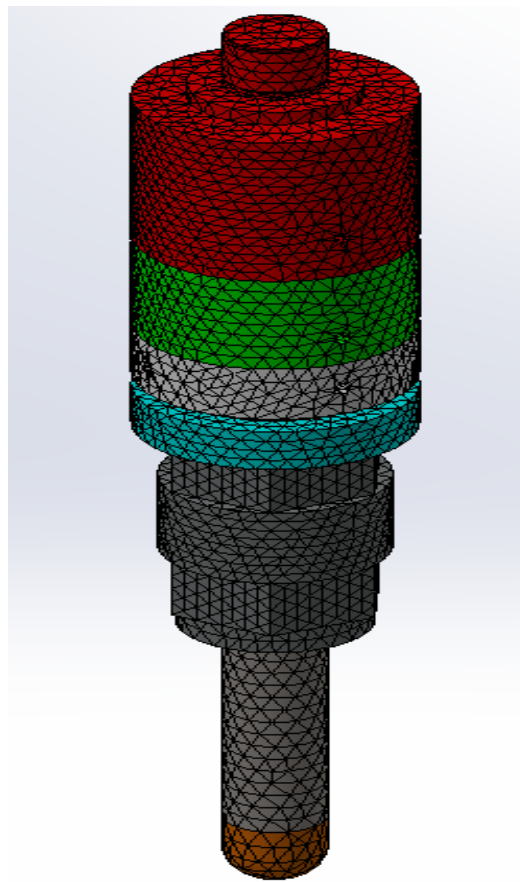


Figura 64 – Malha utilizada para o ensaio do impactador

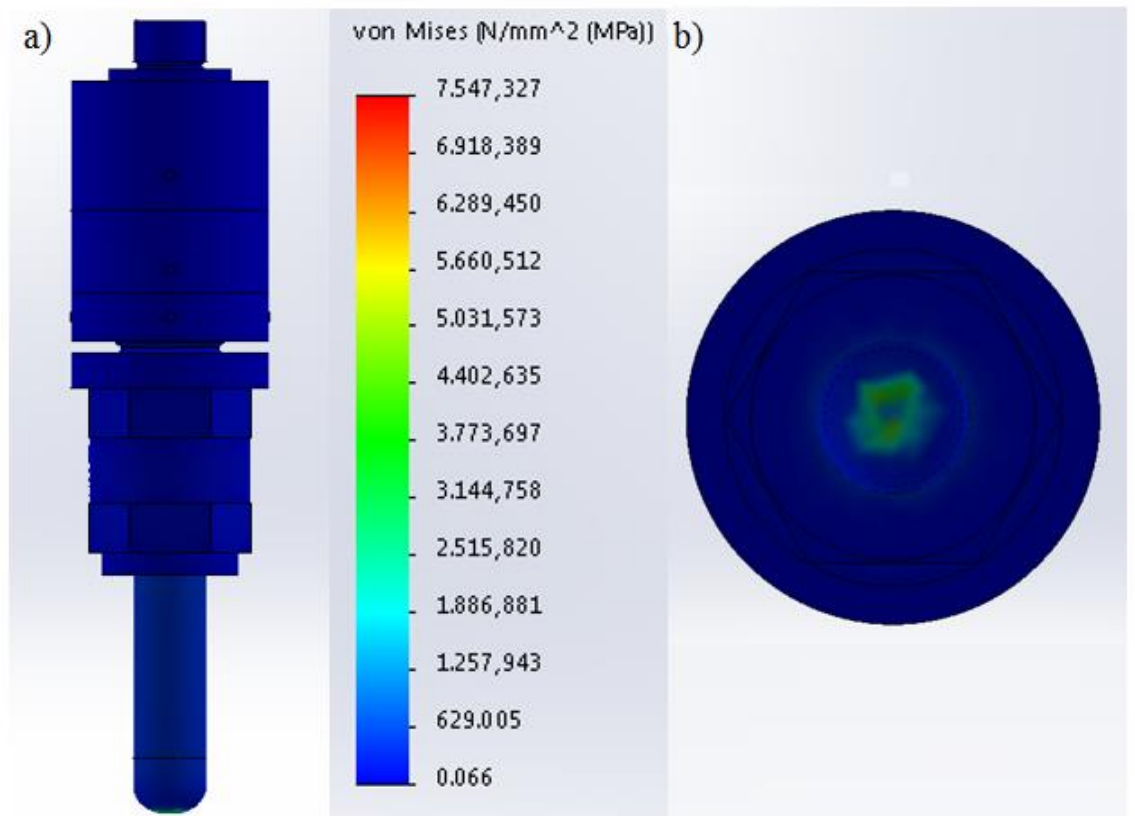


Figura 65 – Distribuição de tensões de Von Mises (MPa) no conjunto do impactador. a) Vista frontal, b) Vista de baixo.

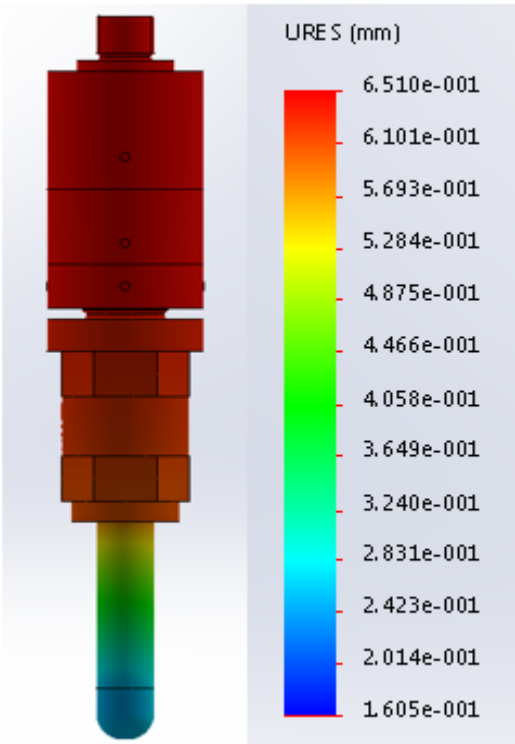


Figura 66 – Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)

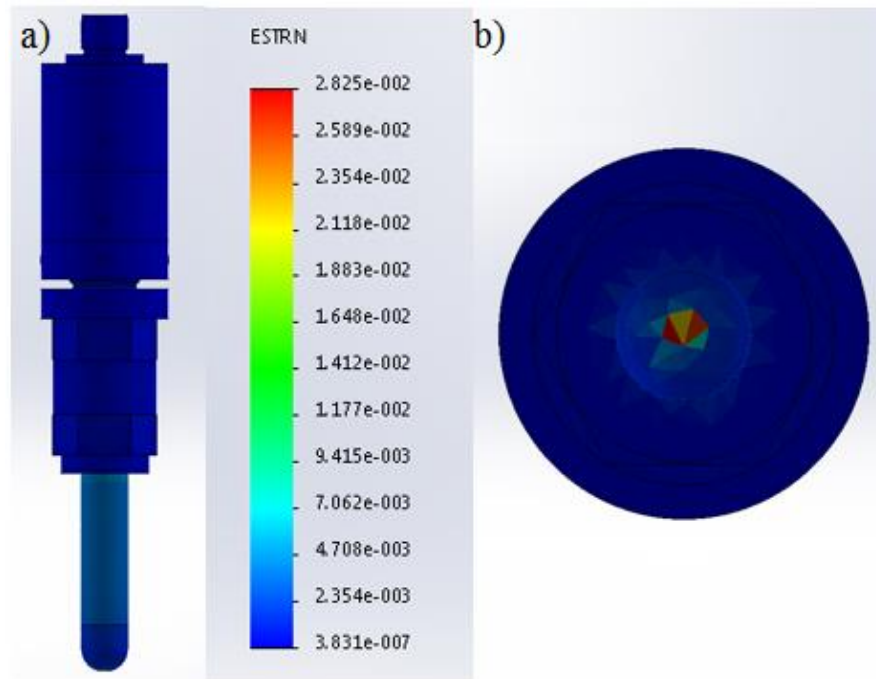


Figura 67 – Deformação resultante (mm) do conjunto do impactador. a)- Vista frontal, b) Vista de baixo

Tendo em conta que este estudo foi realizado tendo considerando o pior caso possível, isto é, que o impactador fosse libertado contra uma superfície rígida, o que não acontece na realidade, é possível observar que a tensão máxima ocorre na ponta do impactador cujo material é o aço K600 [25], tendo um valor de 7547,3 MPa, valor espectral, visto a tensão incidir verticalmente sobre a ponteira, tendendo para infinito.

Como seria de esperar, as deformações concentraram-se na ponteira do impactador de aço, como mostra a **Figura 67**. Num caso mais realista, as tensões na ponteira distribuir-se-iam por uma área maior, reduzindo significativamente as tensões instaladas.

De modo a poder realizar um ensaio mais realista, seria necessário o conhecimento da rigidez dos provetes a impactar.

5. Conclusões e desenvolvimentos futuros

Este trabalho, descreve o desenvolvimento mecânico de uma máquina para ensaio de impacto em juntas adesivas. Depois de realizada a pesquisa bibliográfica, constatou-se que existe no mercado uma variedade considerável de modelos comerciais para testes de impacto. Contudo, o elevado custo de aquisição de uma máquina para realizar testes de impacto e a incapacidade da máquina existente na faculdade de realizar alguns tipos de ensaios que requerem uma maior energia disponível, torna justificável o desenvolvimento de uma solução capaz de satisfazer as necessidades requeridas pela faculdade.

Inicialmente, foi necessário verificar o modo mais eficaz de obtenção de uma ampla gama de energia de impacto, isto é, foi necessário definir uma variedade de massas, para se poder ter acesso a variações de energia de ensaio. A altura máxima de libertação da dita massa foi essencial de modo a ser possível atingir a velocidade máxima requerida nas especificações iniciais da máquina.

Devido a morfologia da estrutura da máquina, está disponível um grande espaço para a acomodação dos provetes a ensaiar e dos seus suportes, sendo possível o ensaio de componentes de maior porte. A estrutura é de montagem simples e possui uma boa rigidez estrutural. O mecanismo de acionamento do motor está localizado no topo da estrutura, o que contribuiu para a libertação de espaço em zonas inferiores. Existe uma melhoria na medida de posicionamento da carga, eliminando o erro de posicionamento variável da bigorna, por introdução do mecanismo de compensação de desenrolamento do cabo.

Os dados importantes a retirar de um teste de impacto, são as tensões e o deslocamento sofridos pelo provete. Ambos os parâmetros são obtidos através de uma célula de carga piezoelétrica, atuada diretamente pela ponteira de impacto.

Os componentes projetados foram desenvolvidos e validados, recorrendo à aplicação de modelação *Solidworks 2014*®. Foi necessário garantir uma boa rigidez estrutural da estrutura em si e principalmente do impactador. Uma das principais preocupações deveu-se com o facto de ser necessário garantir que o carro translafe pelas guias sem obstáculos, por isso foi realizado uma simulação frequencial para verificar se o deslocamento sofrido pelas guias era suficiente para não interferir com a folga existente.

No final desta dissertação, percebe-se a necessidade da implementação de sistemas adicionais de modo a melhorar a máquina projetada e o aprofundamento das análises dinâmicas efetuadas, portanto enuncia-se de seguida alguns desenvolvimentos futuros:

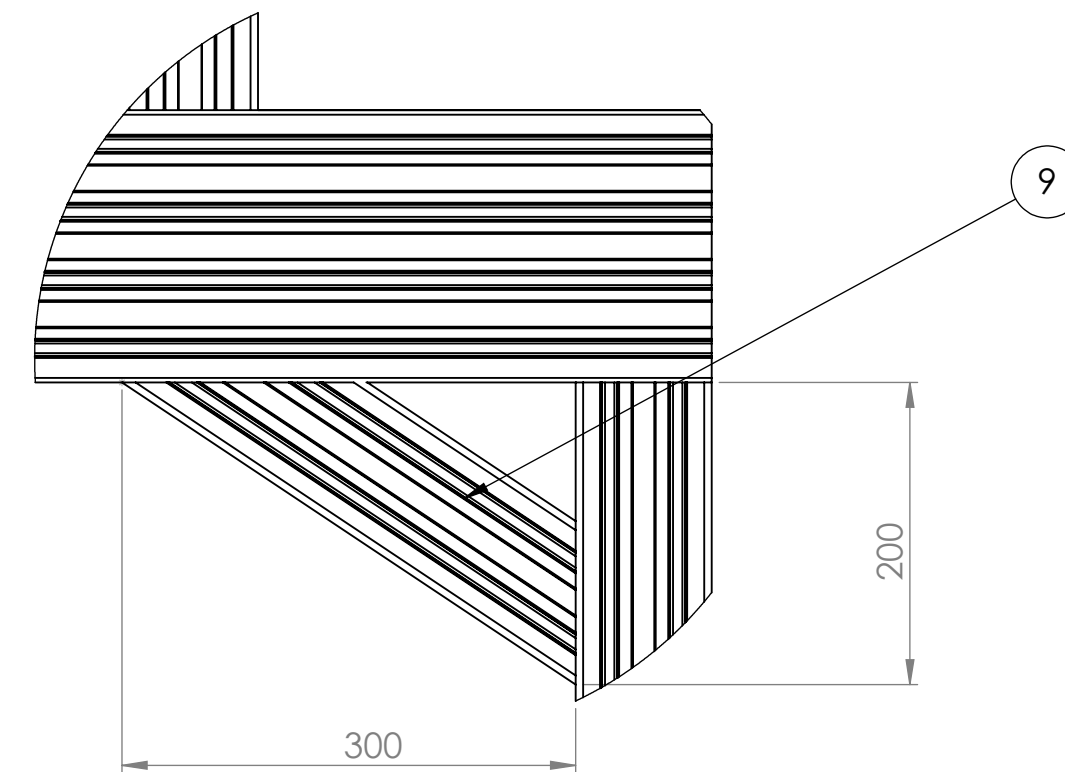
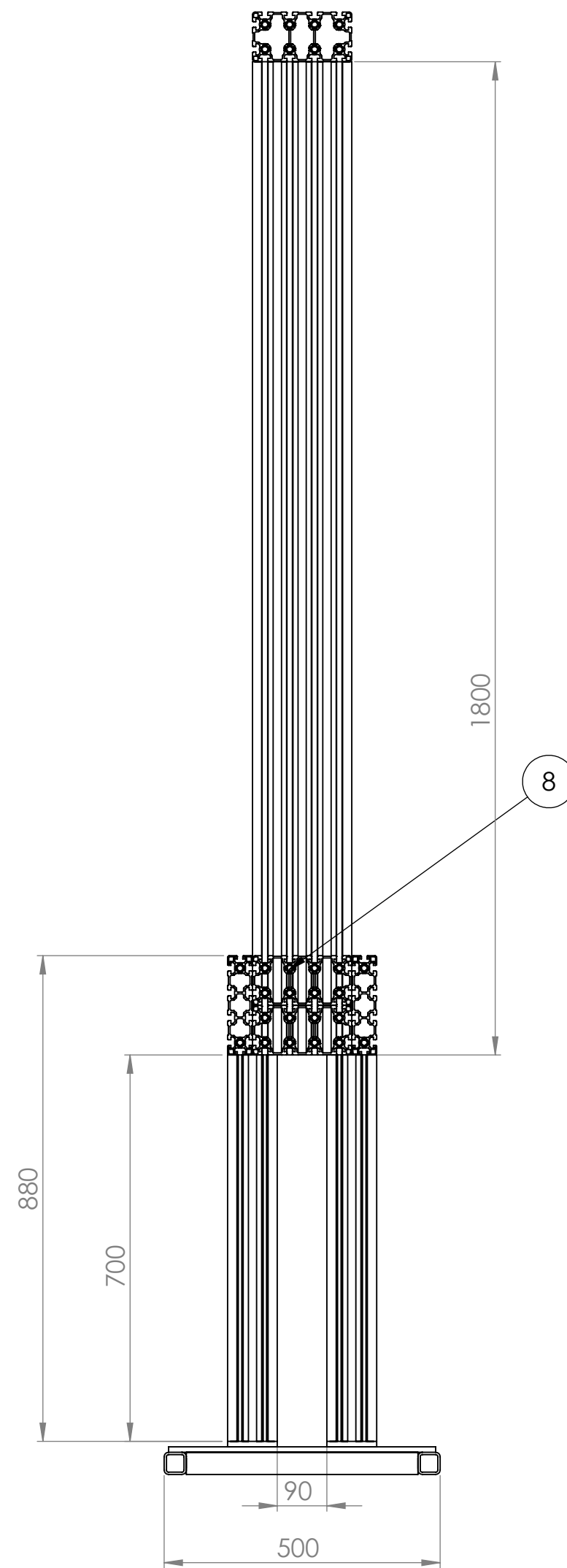
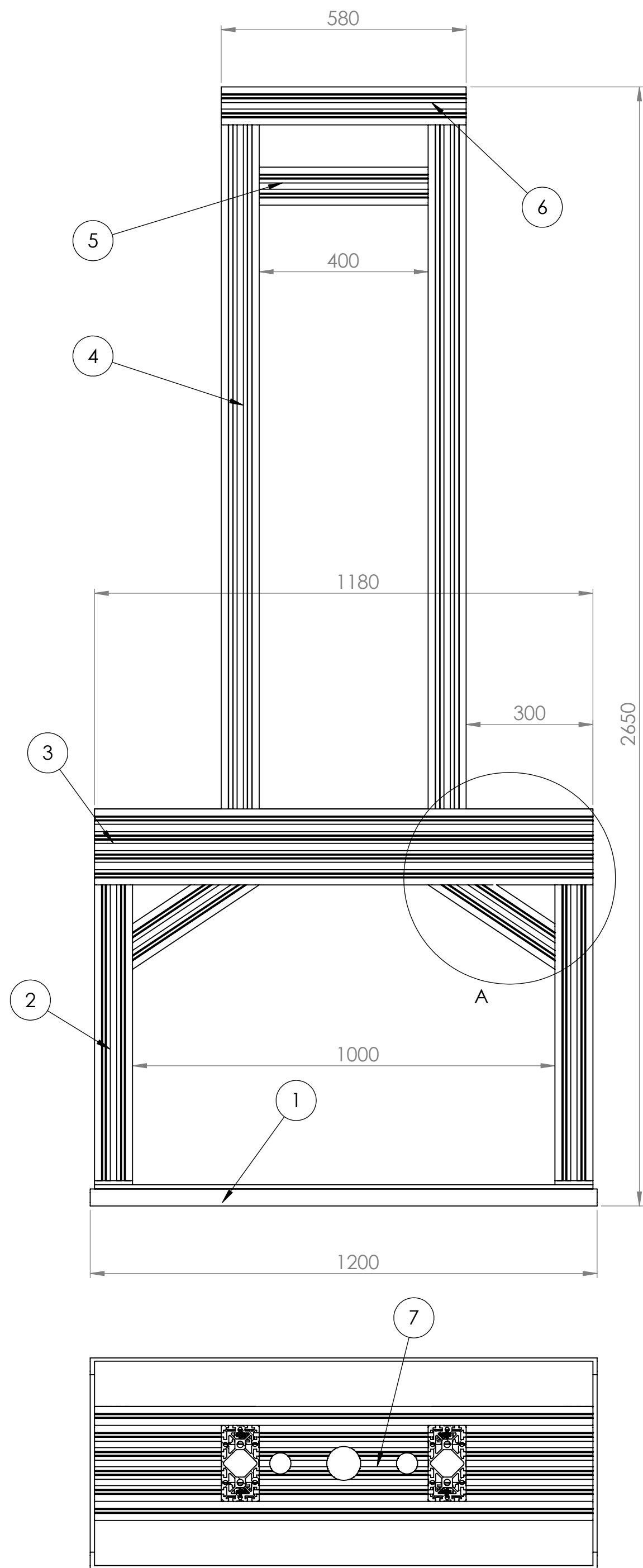
- Aprofundamento dos cálculos estruturais dinâmicos efetuados;
- Incorporação de um sistema de paragem da massa, após o 1º impacto, que impede que do ressalto resultem outros impactos posteriores;
- Consideração de um mecanismo de sustentação da carga, com amortecimento, em caso de falha do sistema (queda de massas móveis);
- Incorporação de uma base, que permitiria a localização e fixação dos provetes a ensaiar;
- Incorporação de uma câmara térmica de modo a ser possível realizar testes com os provetes a ensaiar a diferentes temperaturas de um modo mais fácil.

Referências bibliográficas

1. Precision, L.R., Rosand Precision Impact Tester-Operators manual.
2. Instron, Impact Performance of Adhesive Bonds under Impact – ISO 11343. p. 2
3. Lucas F.M. da Silva, David.A.Dillard., Bamber Blackman, Robert D. Adams, Testing Adhesive Joints Best Practices. 2012, Weinheim: Wiley-VCH Verlag & Co.
4. Lucas F. M. da Silva, Andreas Ochsner, Robert D. Adams, Handbook of Adhesion Technology. 2011, Berlin: Springer.
5. [Online]. http://www.pomacom.unze.ba/pdf/TPC/TPC_Testing%20adhesives.pdf.
6. [Online]. <http://www.adhesivestoolkit.com/Docs/test/MECHANICAL%20TEST%20METHOD%201.xtp>.
7. [Online]. <http://www.empirewest.com/thermoforming-testing.html>.
8. Zwick/Roell, Drop weight tester HIT230F for test on plastics.
9. Instron. Catálogo Dynatup 9200 Series.
10. Group, Rexroth Bosch. [Online].<http://www.boschrexroth.com/en/xc/>.
11. Ernst, H., *Aparatos de elevacion y transporte Tomo I-Principios y elementos constructivos*. 1º ed. 1970, Barcelona: Editorial Blume.
12. FRamada. [Online]. <http://www.ramada.pt/>.
13. Morais, J.M.d.S., Desenho Técnico Básico. 23º ed. Vol. 3. 2006, Porto: Gráficos Reunidos Lda.
14. Parvalux, <http://www.parvalux.com/dload/ebrochures/pm-catalogue-2009/#/1/>.
15. KTR. [Online]. <http://www.ktr.com/en/products/couplings/rotex/standard.html>
16. José António Almacinha, Simões Morais, Desenho de construção mecânica. 2007, Porto: FEUP.
17. Sérgio M. O. Tavares, P.M.S.T.d.C., O cálculo da capacidade de carga de engrenagens cilíndricas.

18. RS, Spur gears 2.0 MOD - 20°p.a.
19. SKF. [Online]. <http://www.skf.com/pt/products/index.html>.
20. INA. [Online]. http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/KBO..-PP-AS*KBO25-PP-AS.
21. Kunkhe. [Online]. <http://www.kuhnke.com/>.
22. Merkel. [Online]. <http://www.merkel-freudenberg.de/en/products/guides/>.
23. Fanamol. [Online]. <http://www.fanamol.pt/loja/loja/molas-de-compressao>.
24. EFunda. [Online]. http://www.efunda.com/designstandards/springs/calc_comp_designer.cfm.
25. Kissler. [Online]. <http://www.kistler.com/pt/en/product/force/9361BU>.
26. Edelstahl, B., <http://www.bohler-edelstahl.com/files/K600DE.pdf>.

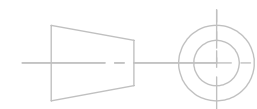
Anexo A: Estrutura



DETAIL A
SCALE 1 : 5

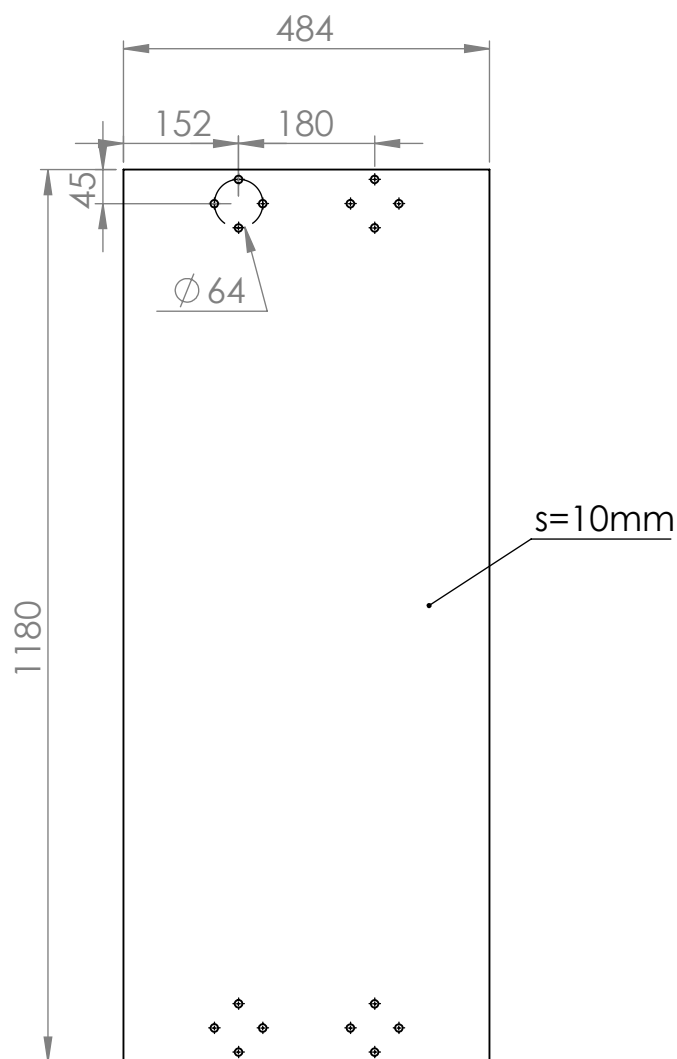
Peça nº	Designação	Nº desenho	Qtd.
1	Base soldada	00140713004	1
2	Perfil 90x90H (L=700 mm)	----	4
3	Perfil 45x180H (L=1180 mm)	----	2
4	Perfil 90x180H (L=1800 mm)	----	2
5	Perfil 90x180 (L=400 mm c/ furo central Ø 50)	----	1
6	Perfil 90x180 (L=580 mm c/ furo central Ø 50)	----	1
7	Perfil 90x180 (L=400 mm c/ furo central Ø 80)	----	1
8	Perfil 90x180 (L=300 mm)	----	8
9	Perfil 90x90H (L=360.6 mm)	----	4

First Angle Projection

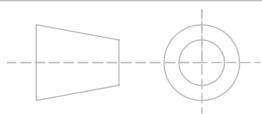


NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAWN Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Montagem da estrutura
Verif. Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-mK		MATERIAL: -	DWG NO. Desenho nº00140713005
Qtd. 1	Weight	SCALE:1:10	SHEET 1 OF 1

Anexo B: Chapa da base

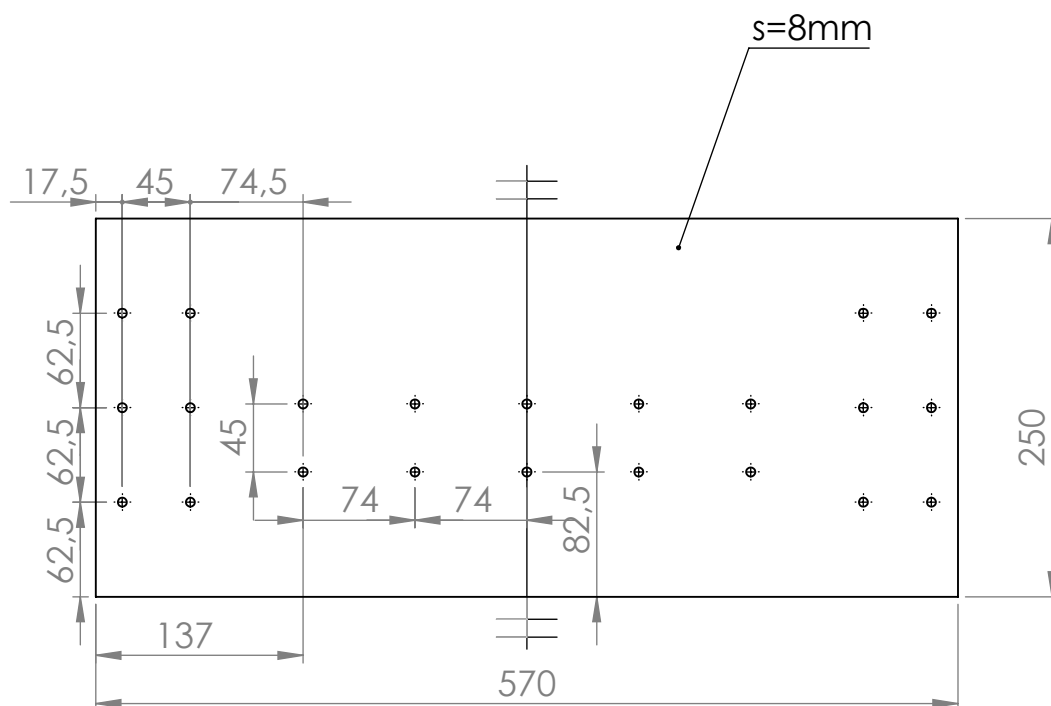


First Angle Projection

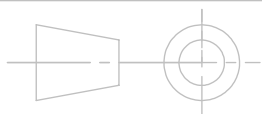


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: <h1>Chapa da base</h1>	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço Fe350		DWG NO. Desenho nº00140713002	A4
Qtd. 1		WEIGHT:		SCALE:1:10	SHEET 1 OF 1

Anexo C: Chapa lateral

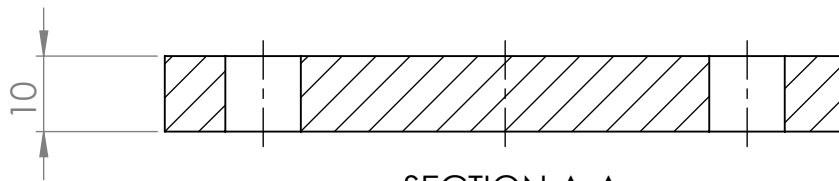


First Angle Projection

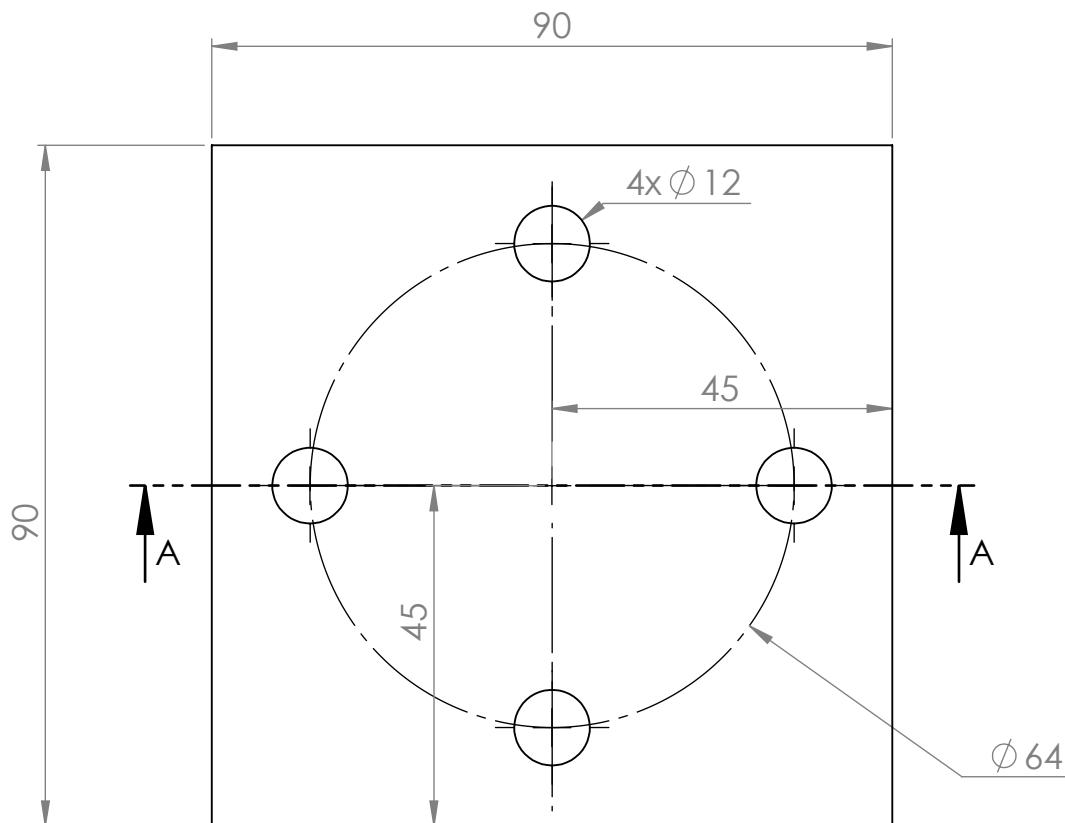


	NAME	SIGNATURE	DATE	Chapa lateral topo	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço Ck45		DWG NO. Desenho nº00140713002	A4
Qtd. 2		WEIGHT:		SCALE:1:5	SHEET 1 OF 1

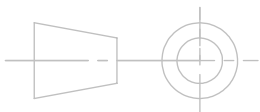
Anexo D: Fixação das patas



SECTION A-A



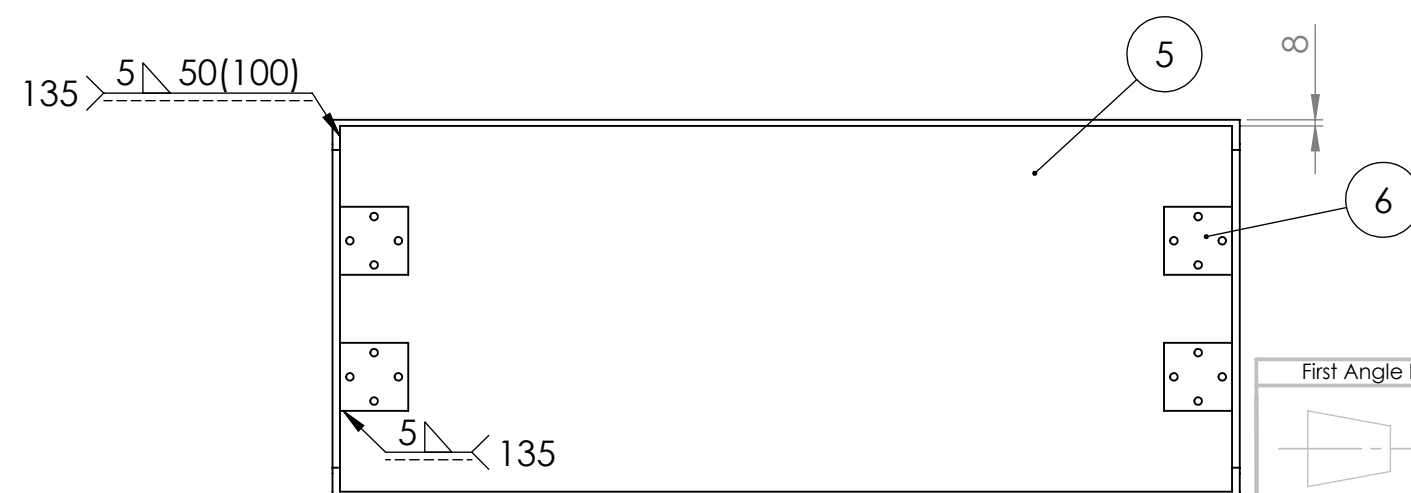
First Angle Projection



	NAME	SIGNATURE	DATE	<p>Fixação das patas</p>	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL:		DWG NO.	Desenho nº00140713003
		Aço Fe350			
Qtd. 4		WEIGHT:		SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1

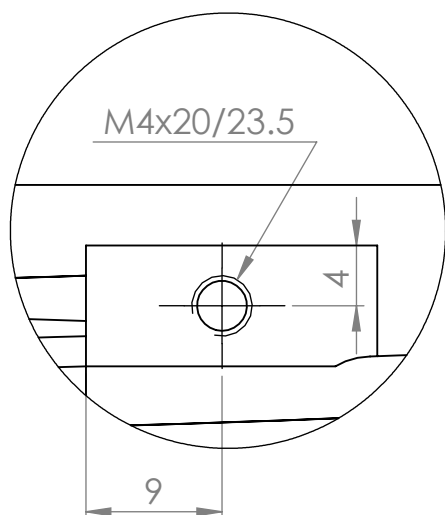
A4

Anexo E: Soldadura

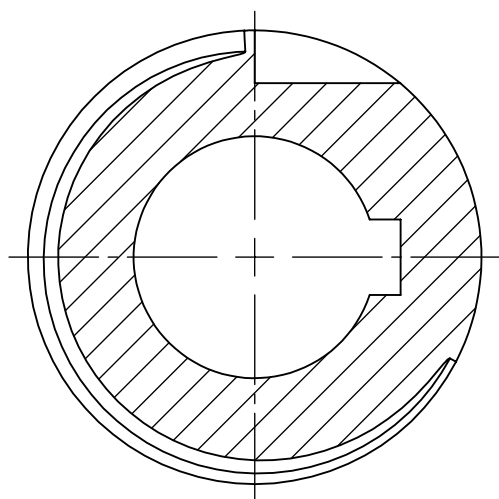
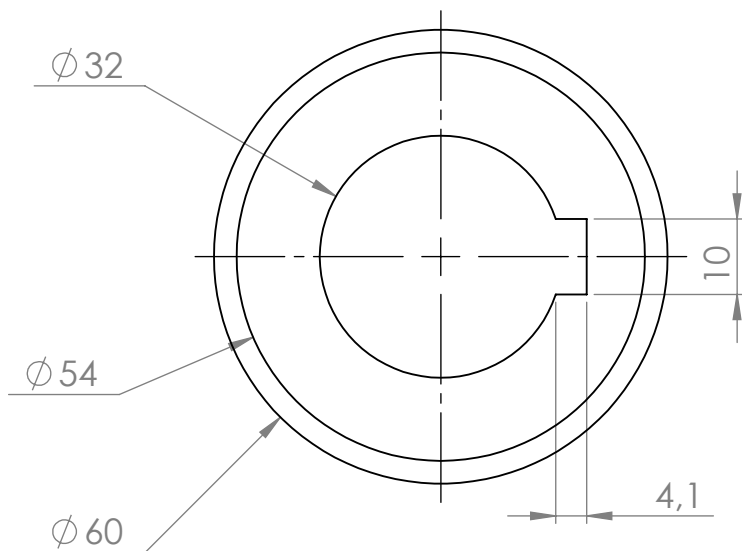


NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro			07/2014		Soldadura	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva						
ISO 2768-mK		MATERIAL:		DWG NO.			
		Aço Fe350		A3			
Qtd. 1		Weight		SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

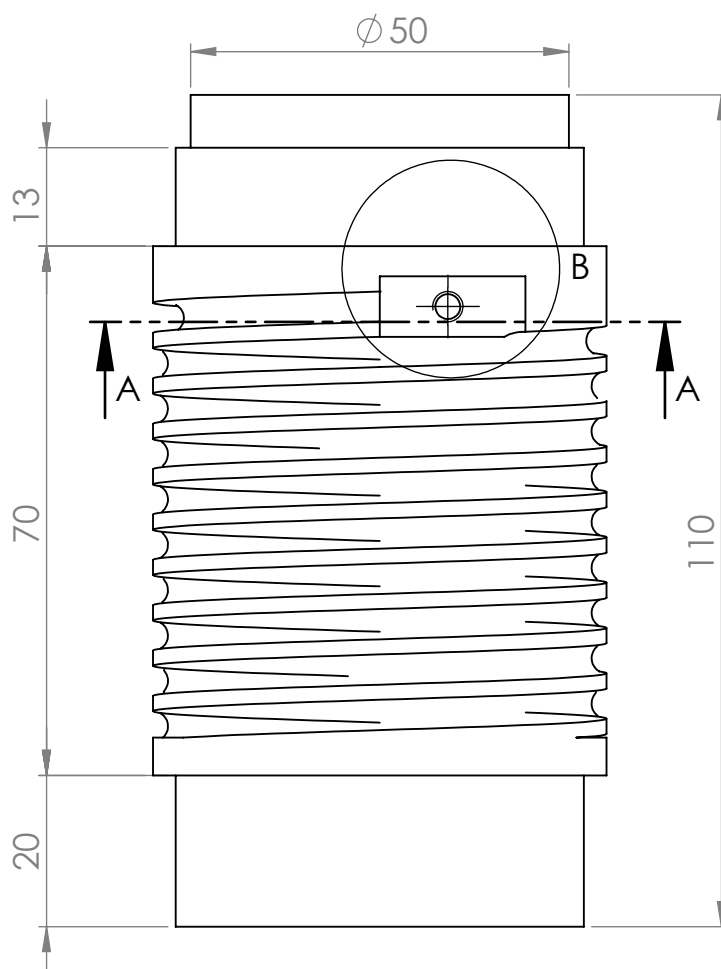
Anexo F: Tambor



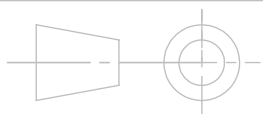
DETAIL B
SCALE 2 : 1



SECTION A-A

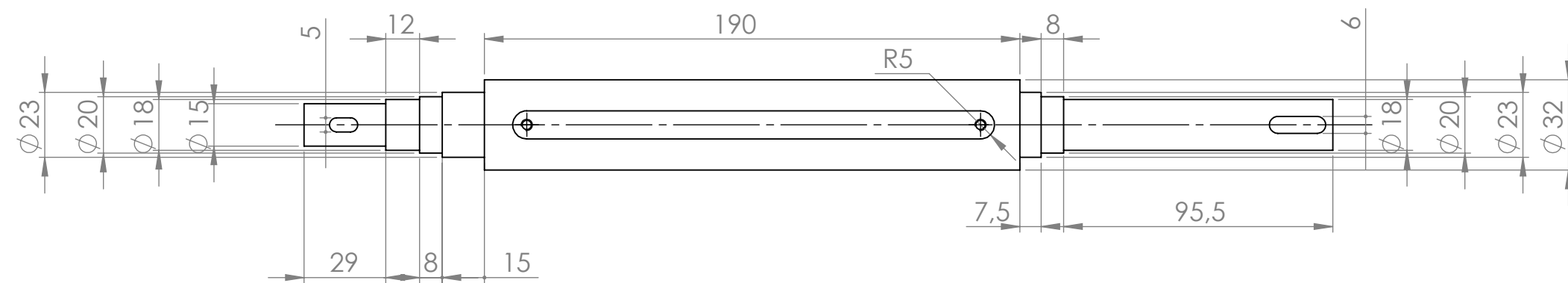
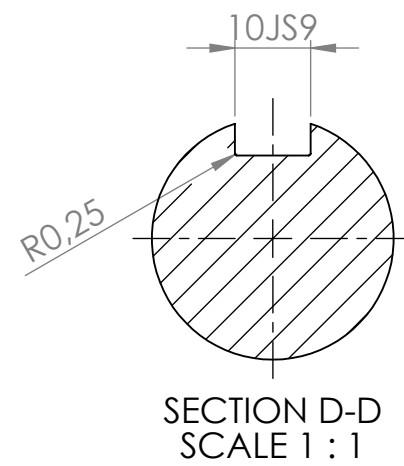
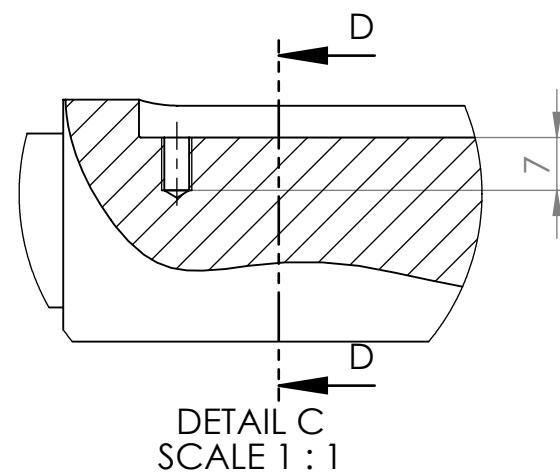
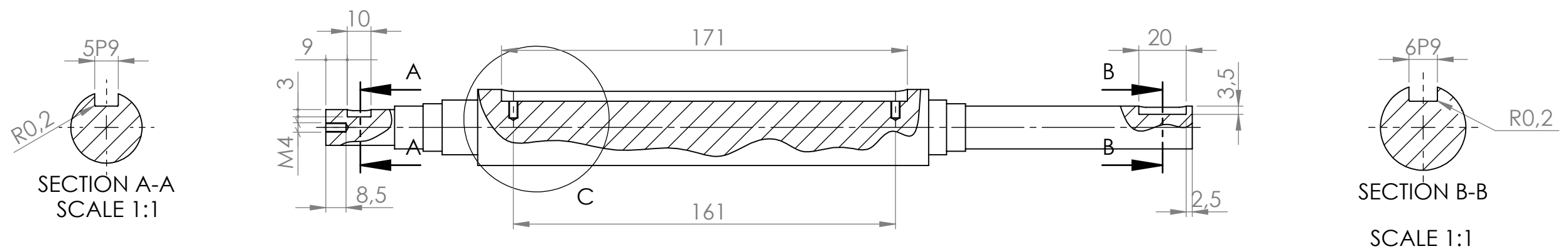


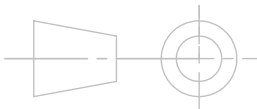
First Angle Projection



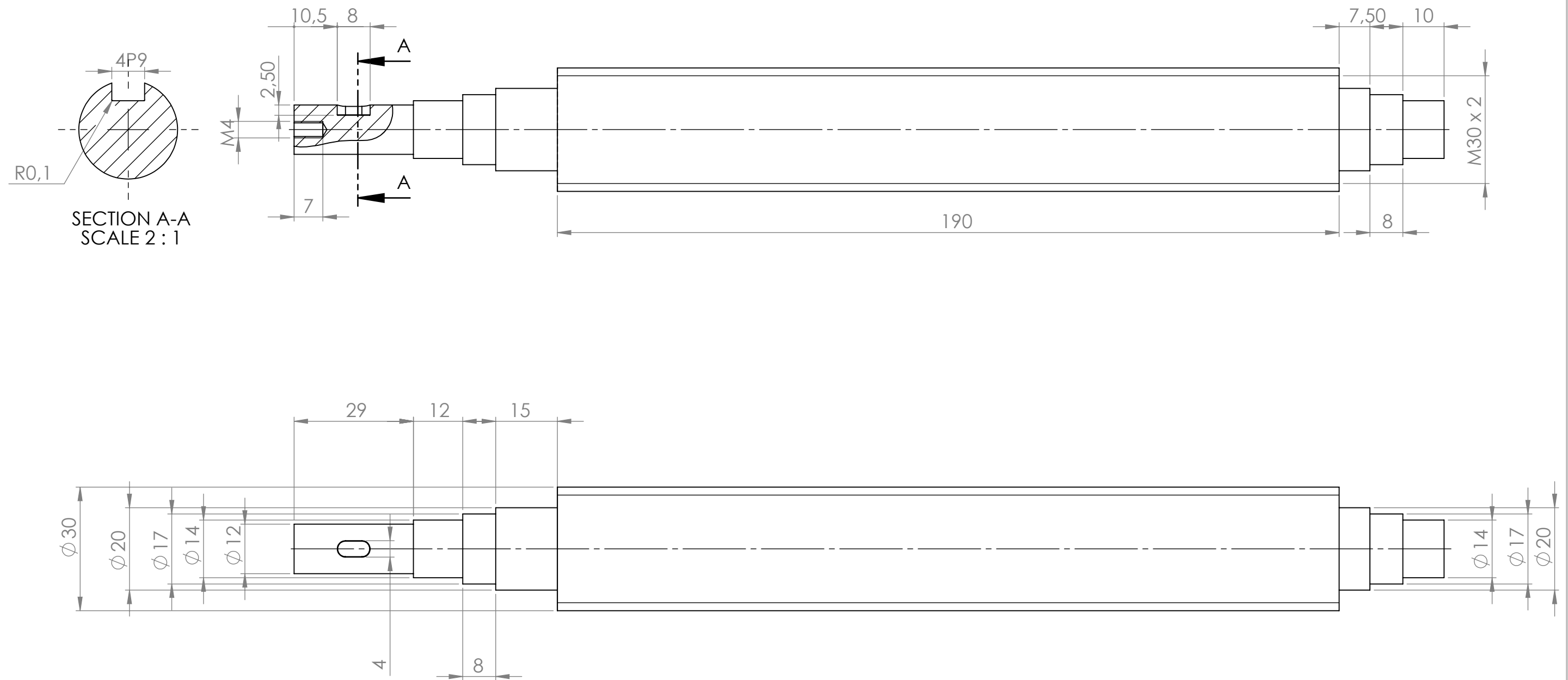
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	Tambor	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço Inox AISI 420		DWG NO.	Desenho nº00140720001	A4
Qtd.	1	WEIGHT:		SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1	

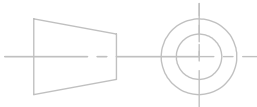
Anexo G: Veio do tambor



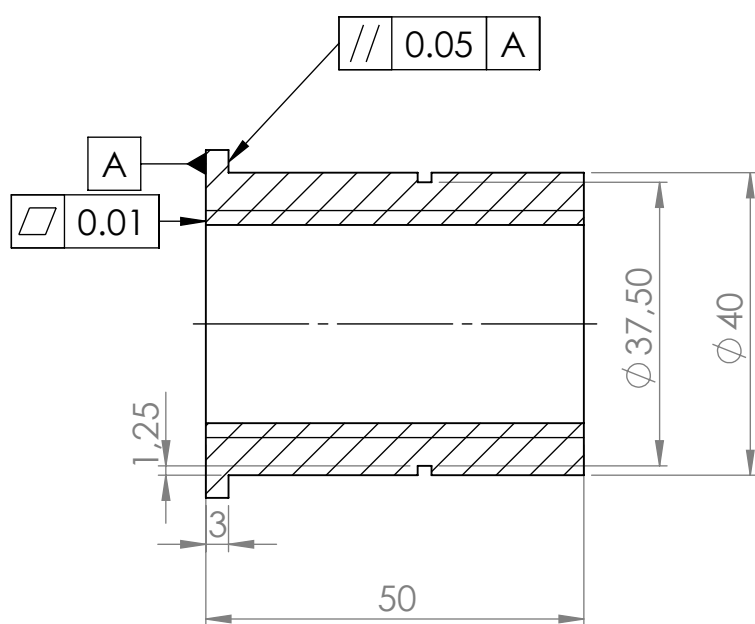
First Angle Projection				
				
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Veio tambor
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45		DWG NO. Desenho nº00140720002
Qtd. 1		Weight		SCALE:1:2
				A3
				SHEET 1 OF 1

Anexo H: Veio roscado

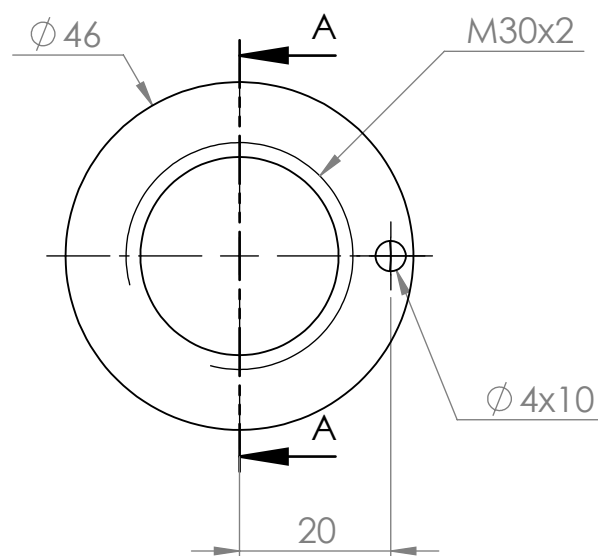


First Angle Projection					
					
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Veio roscado	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45		DWG NO. Desenho nº00140720003	A3
Qtd. 1		Weight		SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1

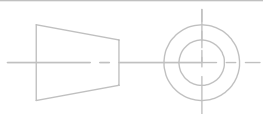
Anexo I: Casquilho roscado



SECTION A-A

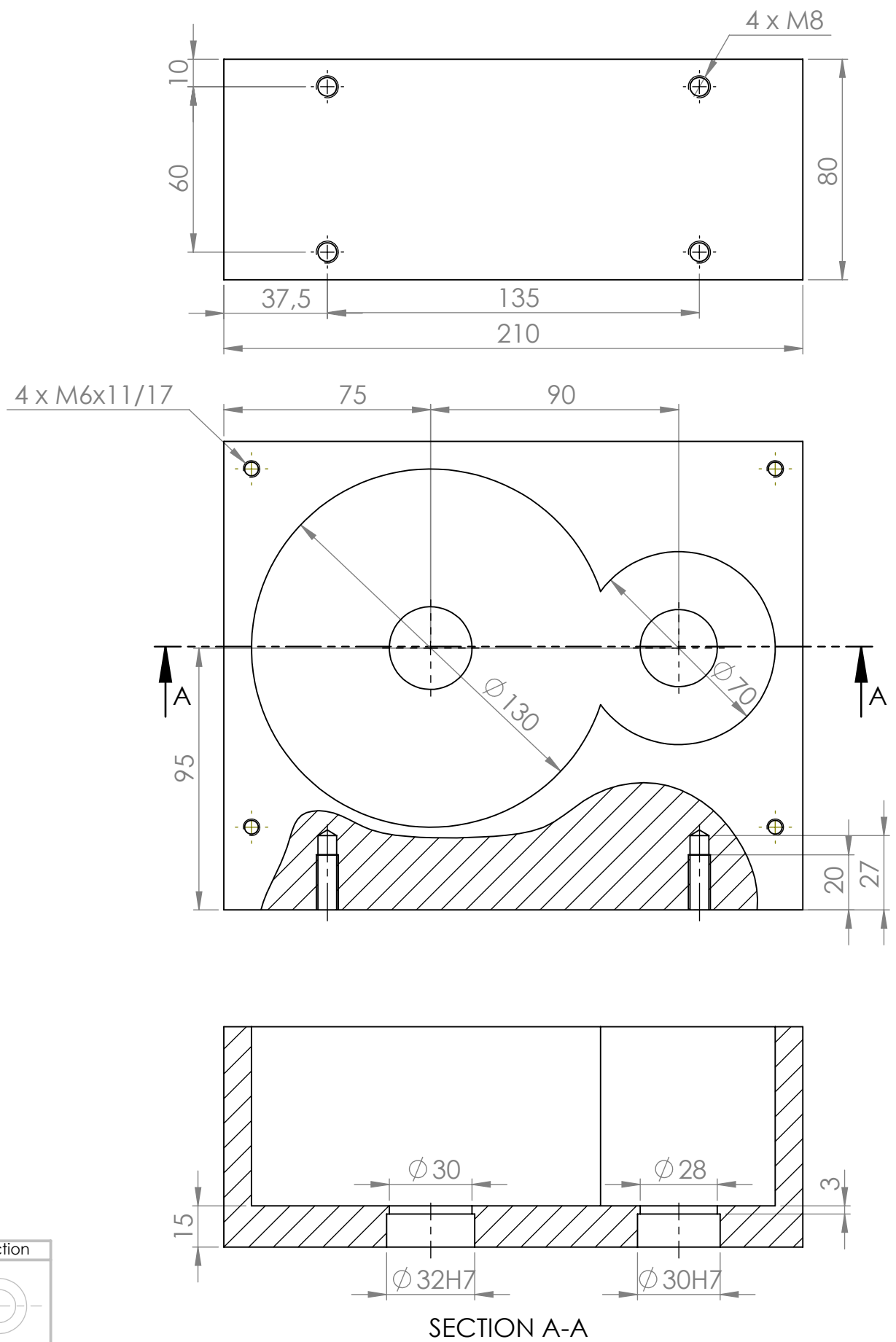


First Angle Projection

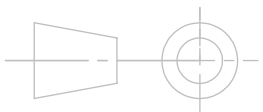


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Casquilho roscado	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Bronze DIN CuSn12		DWG NO. Desenho nº00140720004	A4
Qtd. 1		WEIGHT:		SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1

Anexo J: Suporte 1

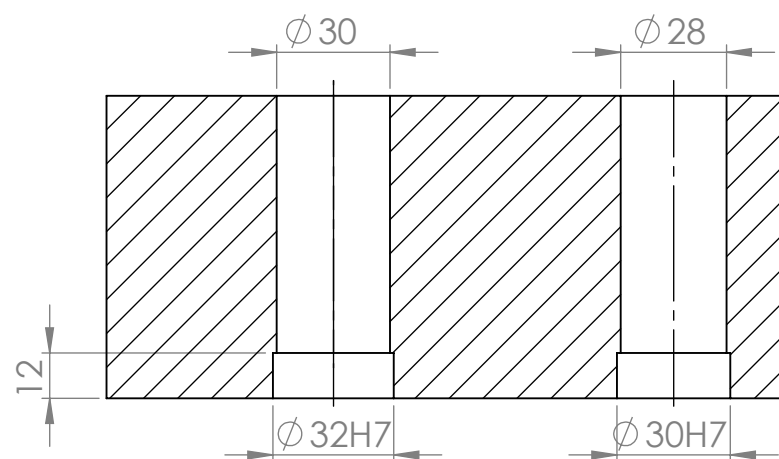


First Angle Projection



	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Suporte 1
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-mK		MATERIAL:	DWG NO.	A4
Qtd. 1		Al 6060	Desenho nº00140720005	
		WEIGHT:	SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1

Anexo K: Suporte 2

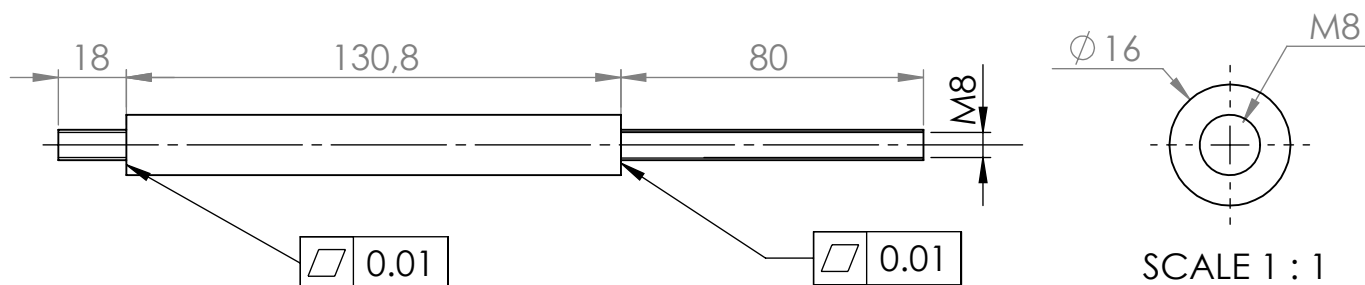


	NAME	SIGNATURE	DATE	Suporte 2	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Al 6060		DWG NO. Desenho nº00140720006	A3
Qtd. 1		Weight		SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1

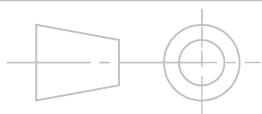
Anexo L: Chapa de reforço

NAME		SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Chapa reforço	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Al 6060	DWG NO.	Desenho nº00140720007	A4
Qtd. 2		WEIGHT:	SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1

Anexo M: Varão do motor

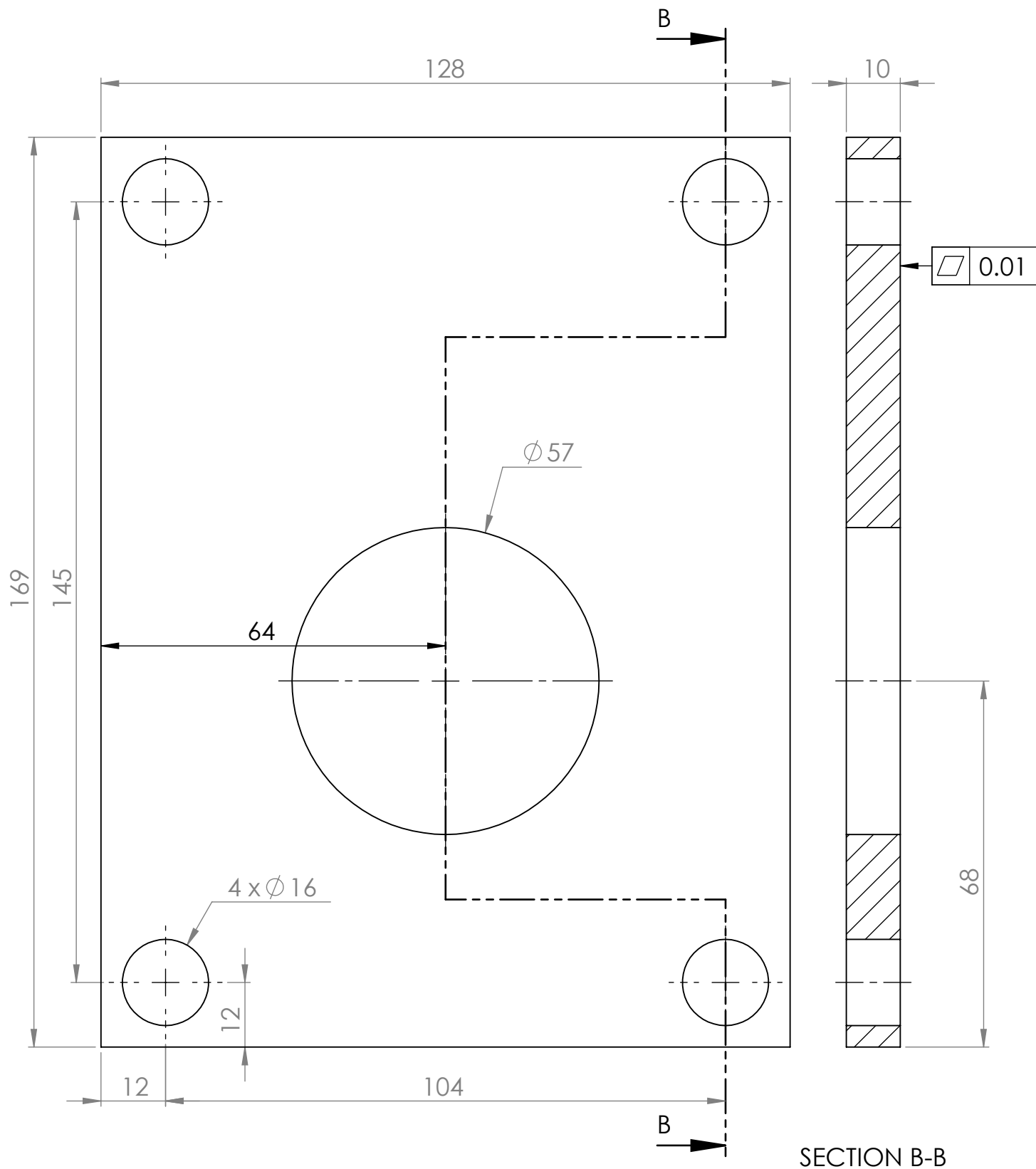


First Angle Projection

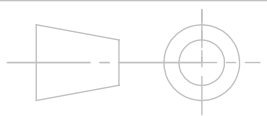


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Varão roscado		
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45		DWG NO. Desenho nº00140720008		A4
Qtd. 4		WEIGHT:		SCALE:1:2		

Anexo N: Chapa de centragem do motor



First Angle Projection

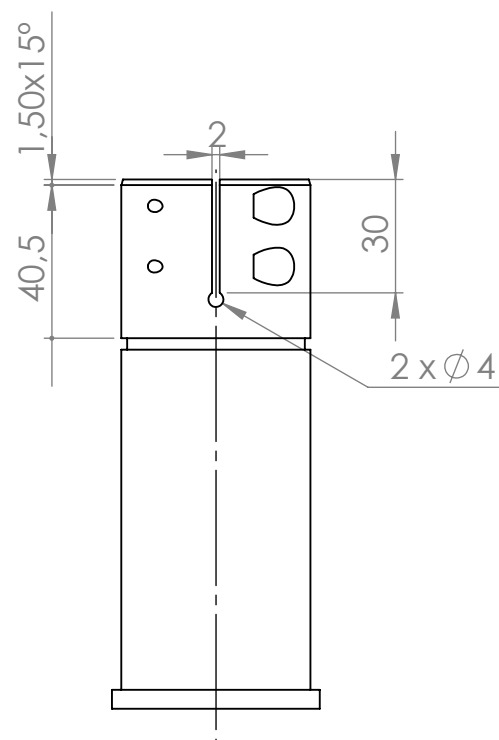
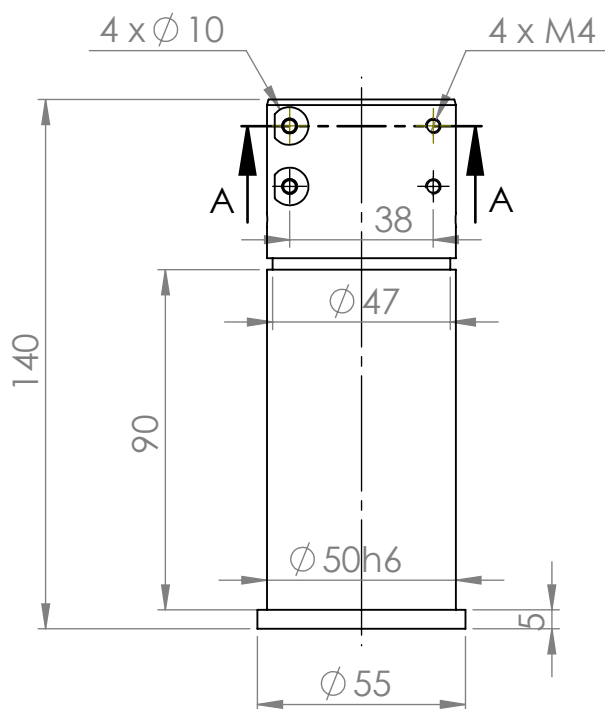
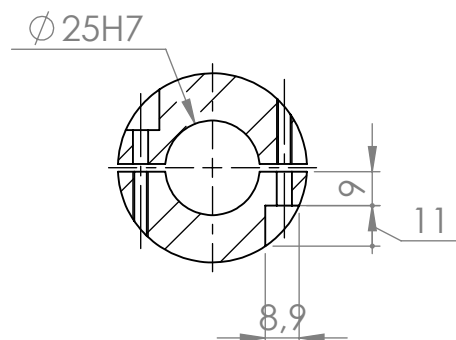


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Chapa centragem	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva			DWG NO.	Desenho nº00140720009
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45		SCALE:1:1	A4
Qtd. 1		WEIGHT:		SHEET 1 OF 1	

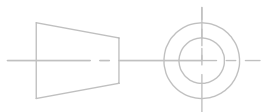
Anexo O: Suporte intermédio

Anexo P: Casquilho superior

SECTION A-A

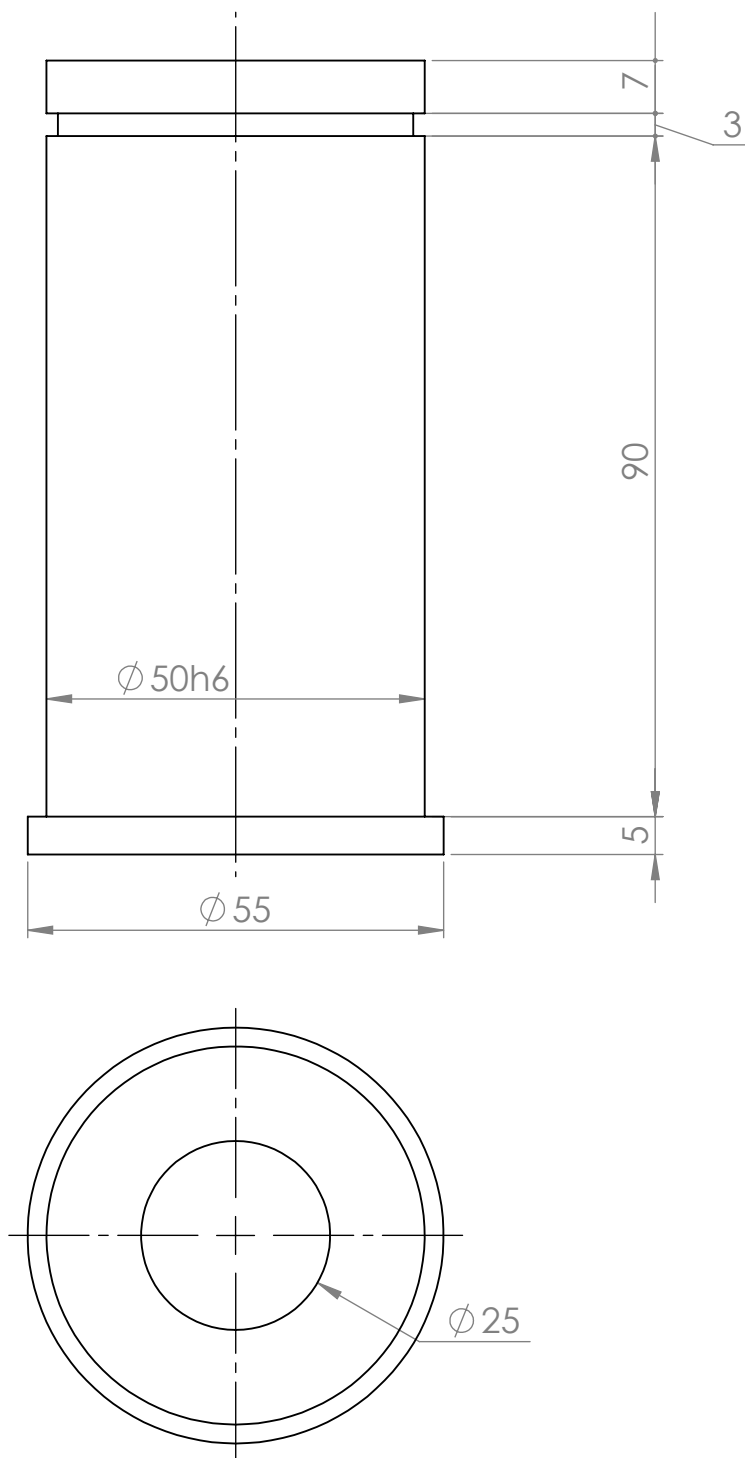


First Angle Projection

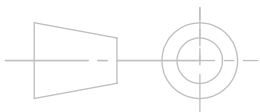


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Casquilho Superior
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-fH		MATERIAL: Aço DIN Ck45 Zincado negro		DWG NO. Desenho nº00140723001
Qtd.	2	WEIGHT:	SCALE:1:2	A4
			SHEET 1 OF 1	

Anexo Q: Casquilho inferior

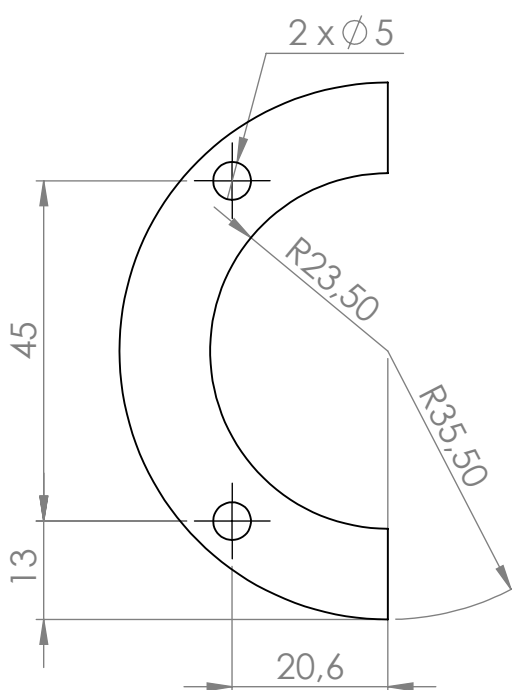
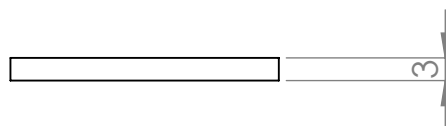


First Angle Projection

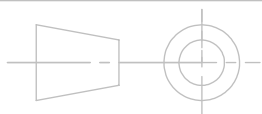


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Casquilho Inferior		
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45 Zincado negro		DWG NO.	Desenho nº00140723002	A4
Qtd. 2				SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1	

Anexo R: Meio-anel

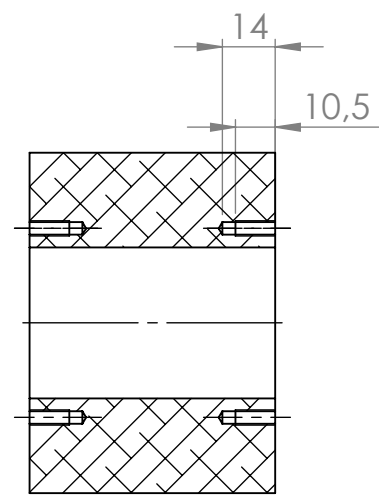


First Angle Projection

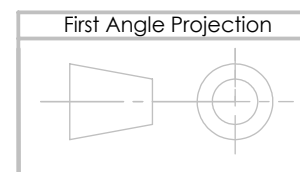
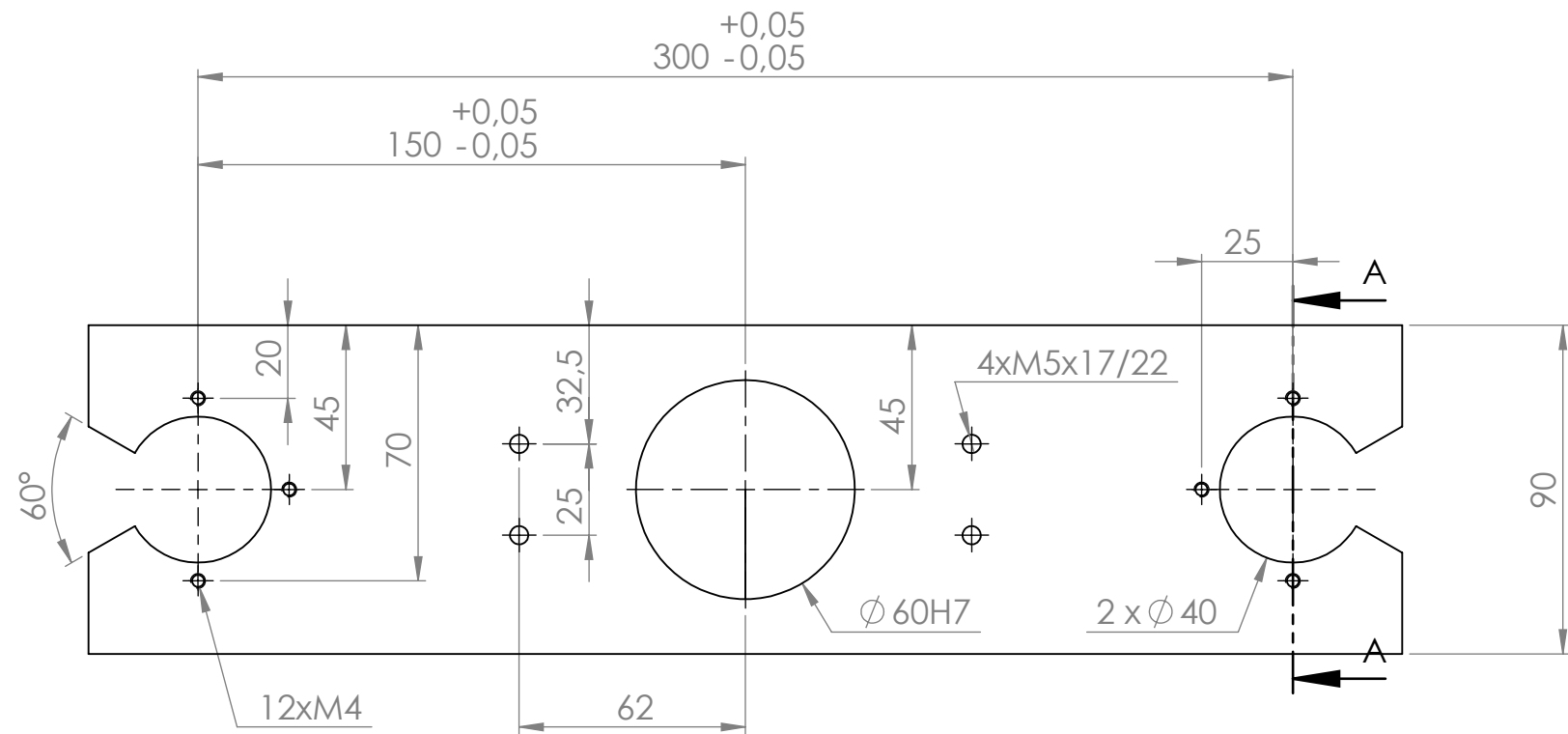


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Suporte casquilhos	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço inox AISI 310	DWG NO.	Desenho nº00140723003	A4
Qtd. 8		WEIGHT:	SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1	

Anexo S: Carro

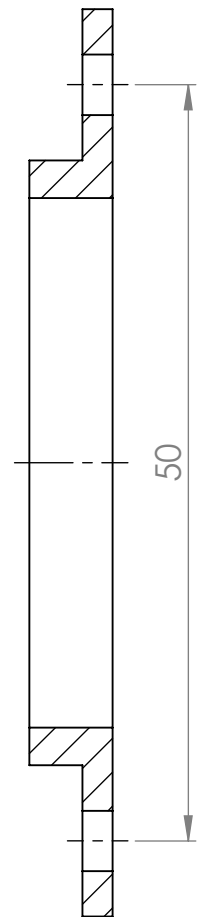
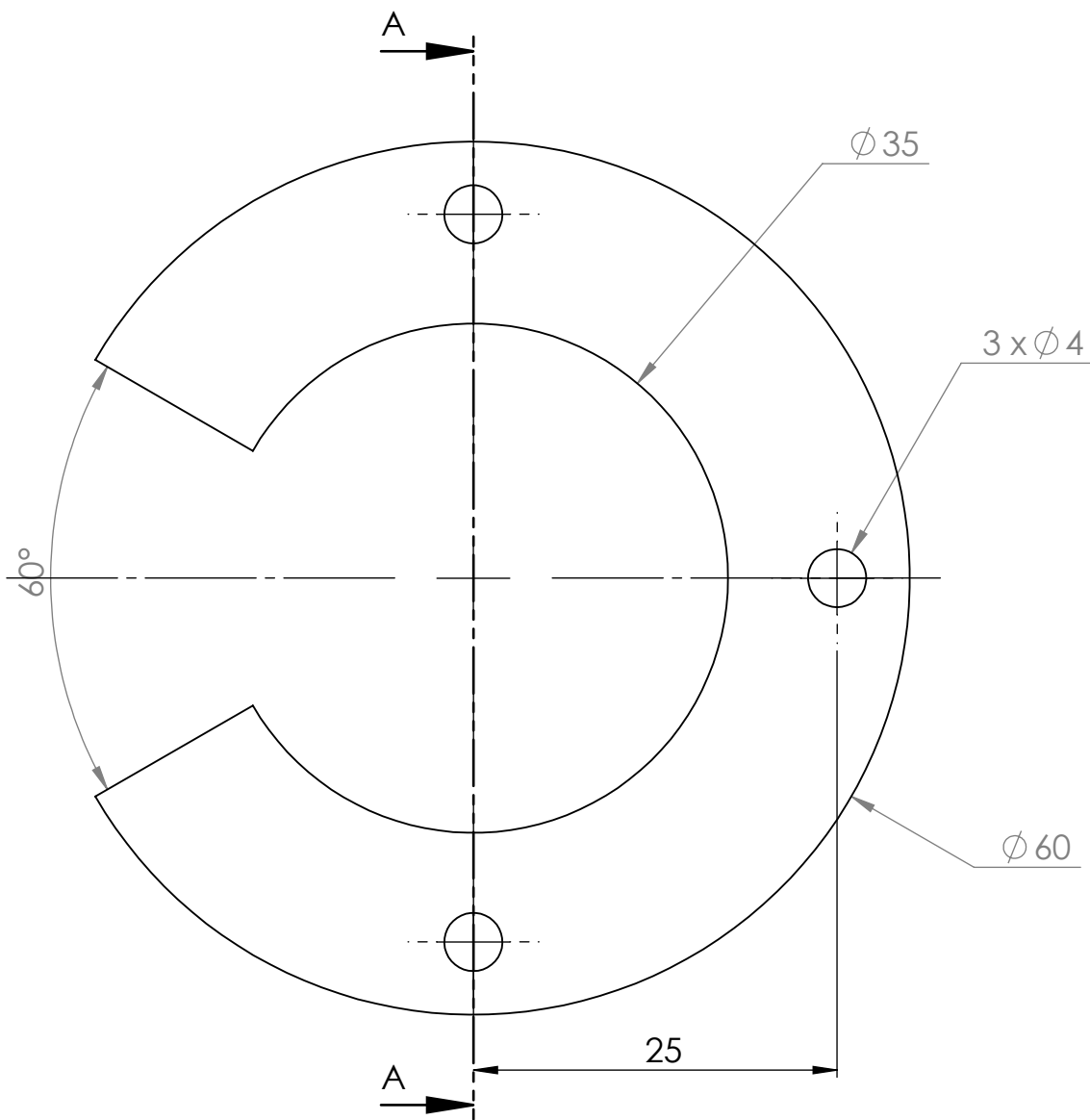
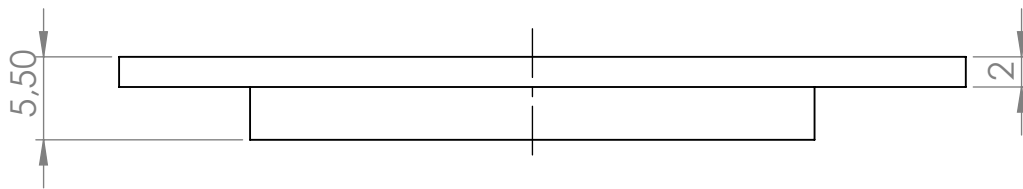


SECTION A-A



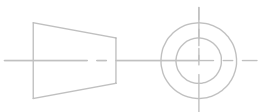
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Carro	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-fH		MATERIAL:	Ck45	DWG NO.	Desenho nº00140723004
Qtd. 1		Weight		SCALE:1:2	A3
					SHEET 1 OF 1

Anexo T: Tampa do rolamento



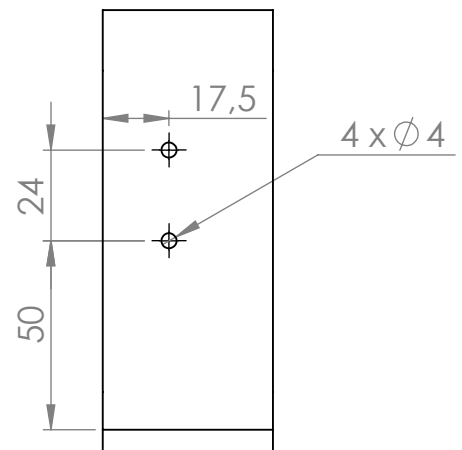
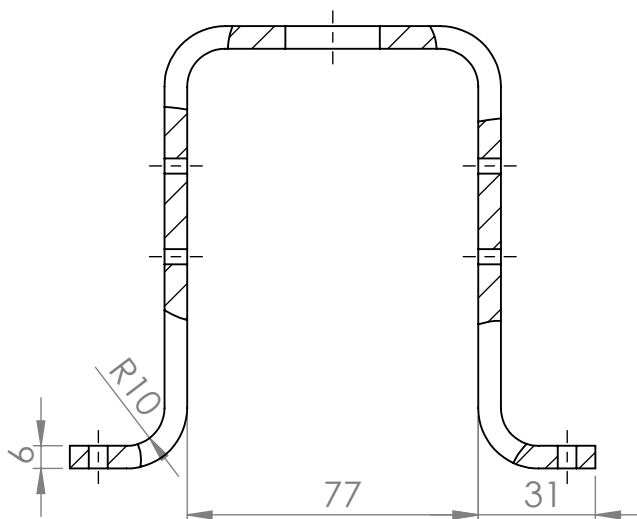
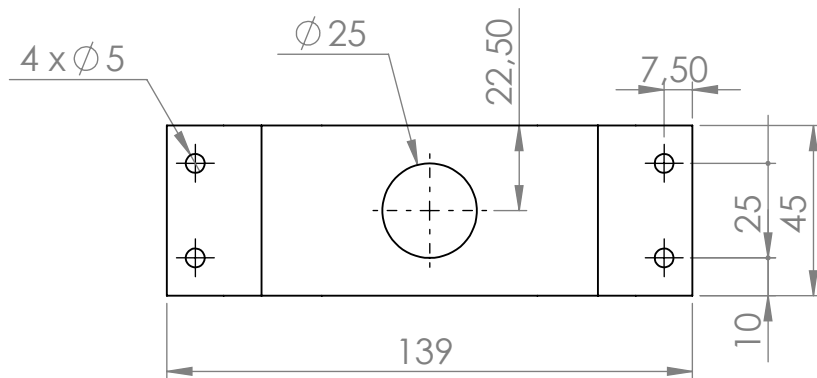
SECTION A-A

First Angle Projection

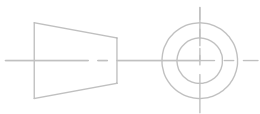


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Tampa rolamento	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL:		DWG NO.	
		Aço inox AISI 310		Desenho nº00140723005	A4
Qtd. 4		WEIGHT:		SCALE:2:1	SHEET 1 OF 1

Anexo U: Chapa de suporte quinada

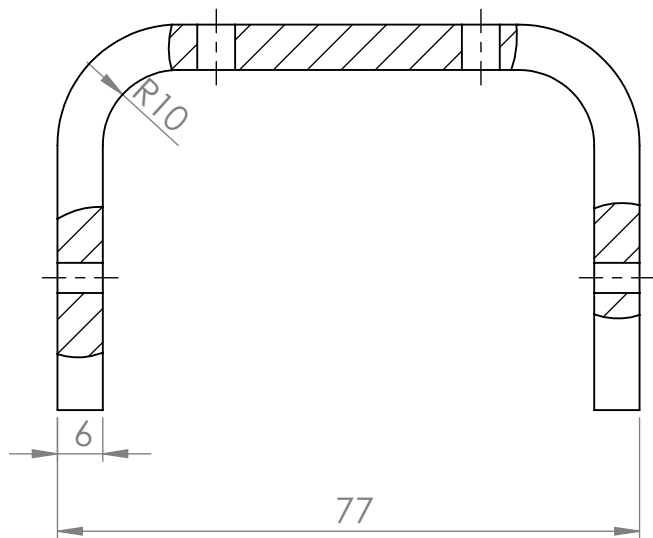


First Angle Projection

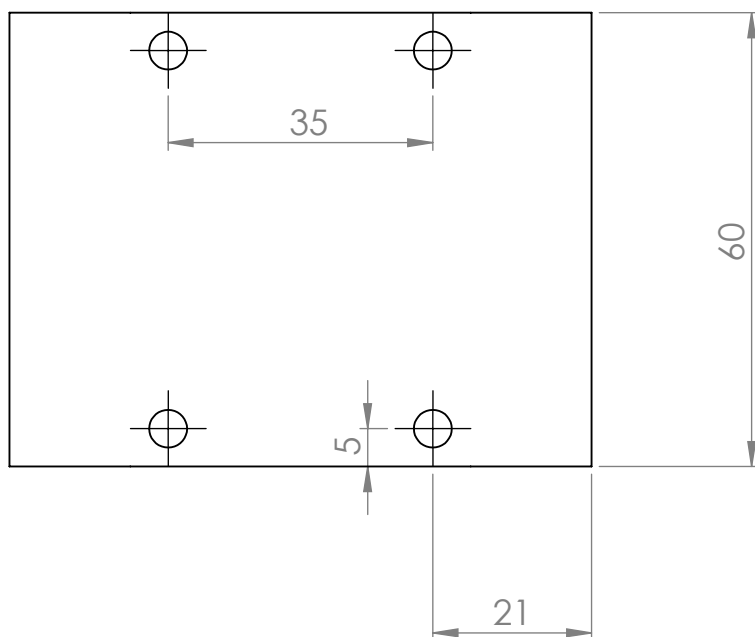
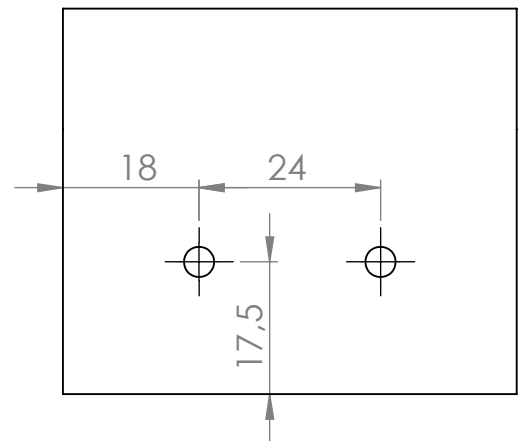


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:		
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Chapa quinada		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45		DWG NO.	Desenho nº00140723006	A4
Qtd.	1	WEIGHT:		SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1

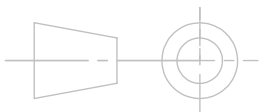
Anexo V: Chapa de fixação do solenoide



SCALE 1 : 1

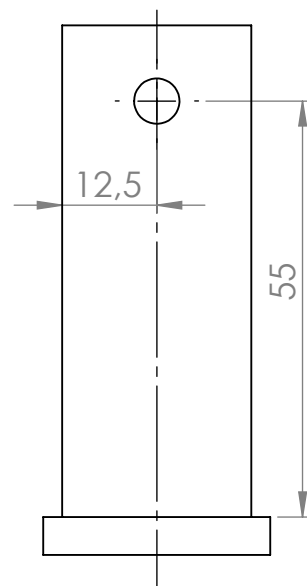
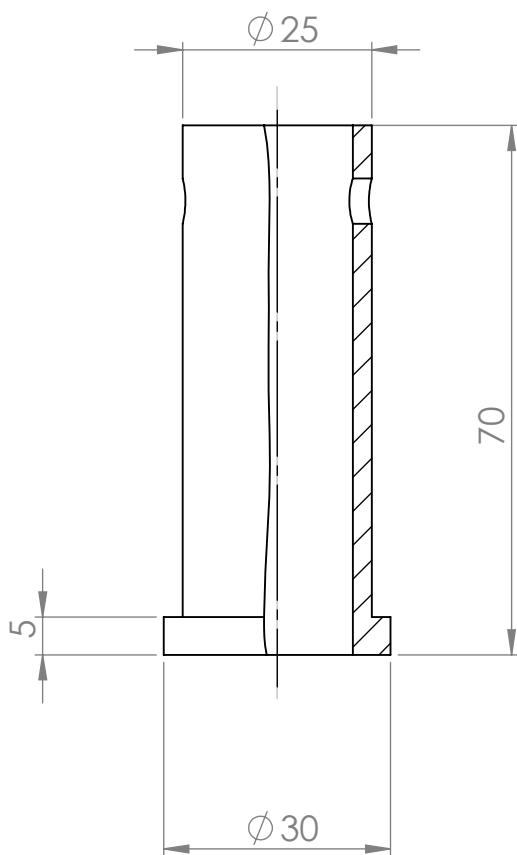
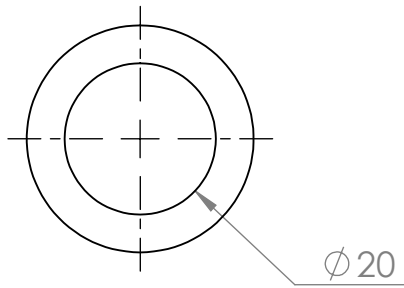


First Angle Projection

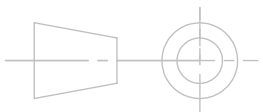


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	Suporte solenoide	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45		DWG NO.	Desenho nº00140723007	A4
Qtd.	1	WEIGHT:		SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1	

Anexo W: Acoplamento do cabo

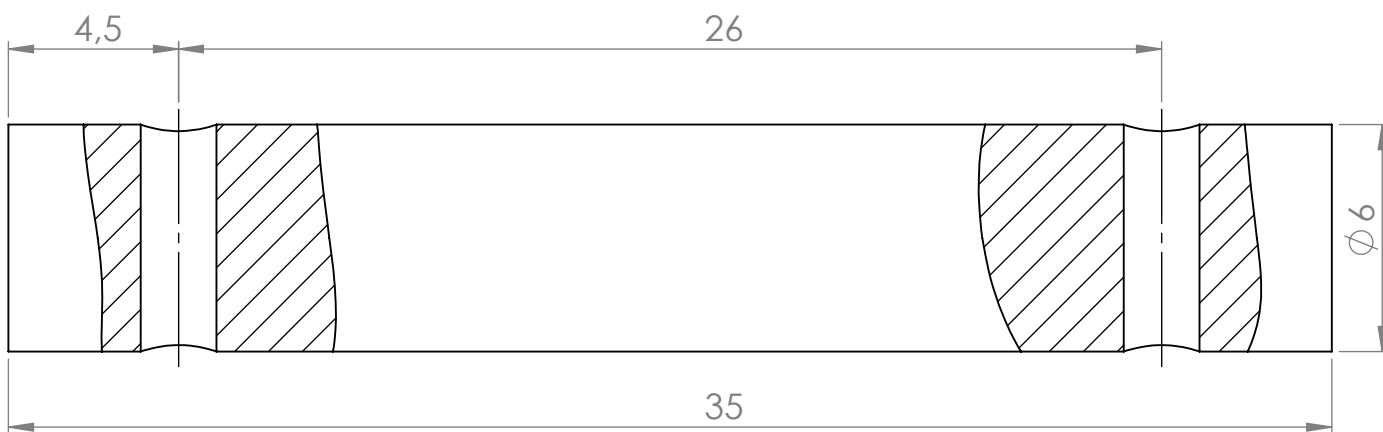


First Angle Projection

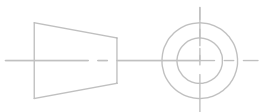


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: <h1>Acoplamento cabo</h1>	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DINCK45		DWG NO.	Desenho nº00140723008
Qtd. 1		WEIGHT:		SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1
				A4	

Anexo X: Pino

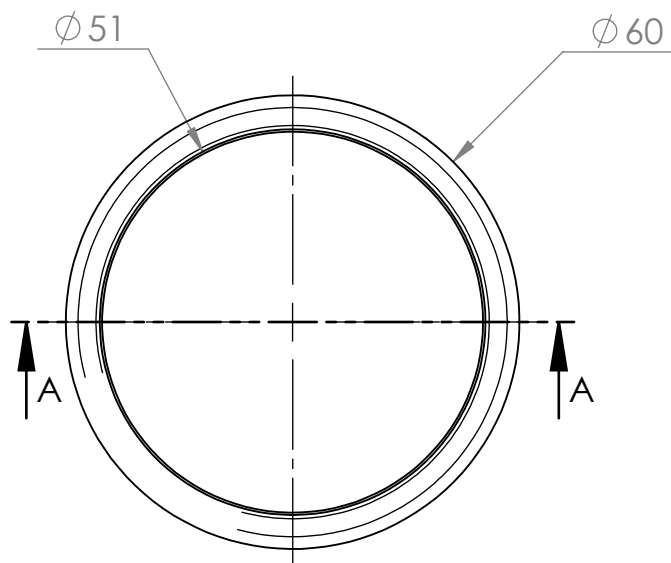
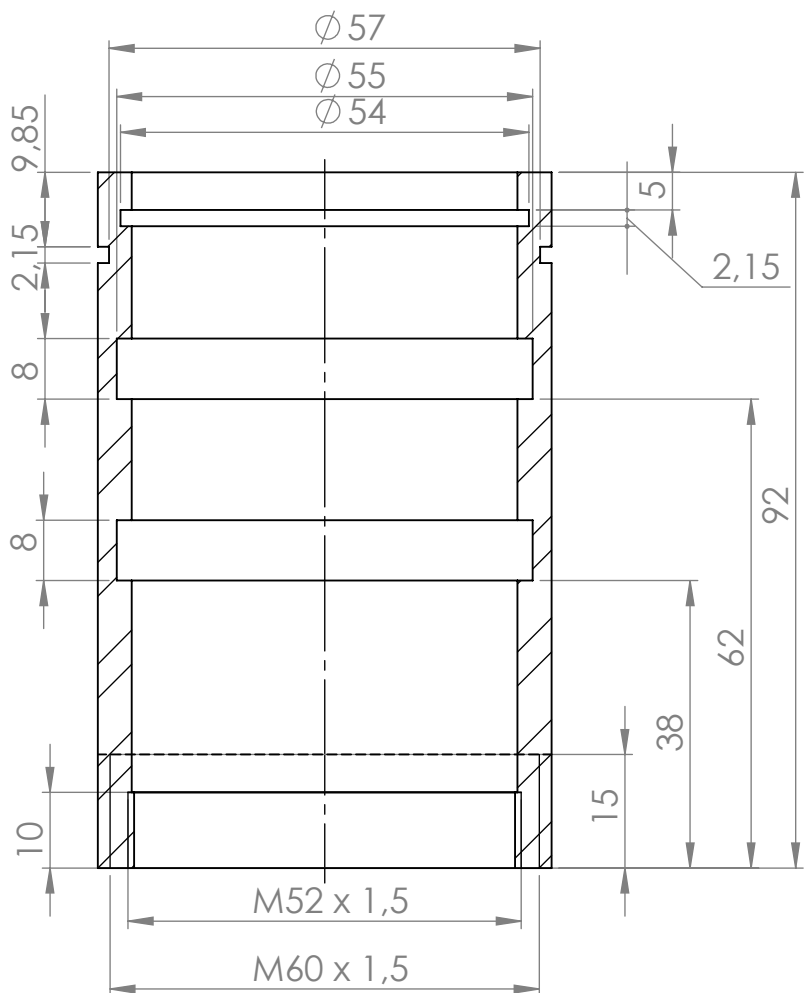


First Angle Projection

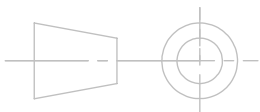


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Pino		
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço inox AISI 420		DWG NO.	Desenho nº00140723009	A4
Qtd. 1		WEIGHT:		SCALE:5:1		SHEET 1 OF 1

Anexo Y: Peça exterior



First Angle Projection

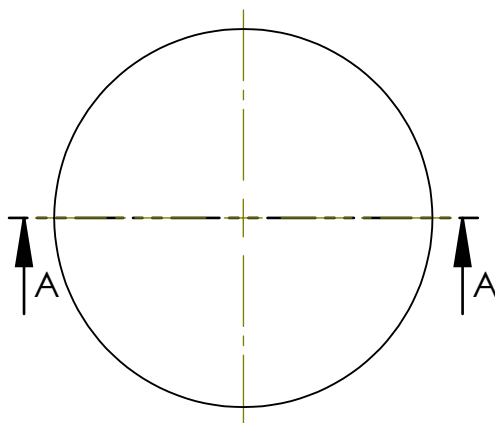
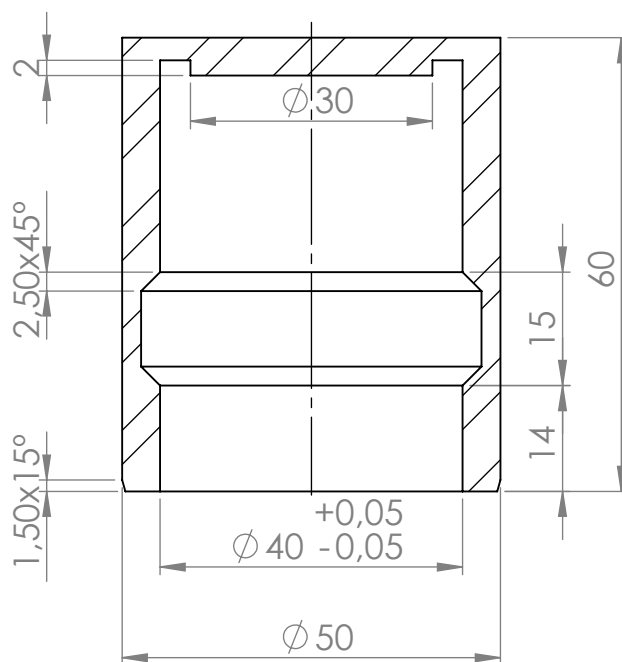


WEIGHT:

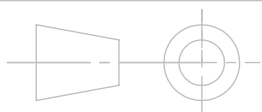
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: <h1>Peça exterior</h1>	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014		
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45		DWG NO. Desenho nº00140731001	A4
Qtd.	1			SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1

Anexo Z: Peça intermédia

SECTION A-A



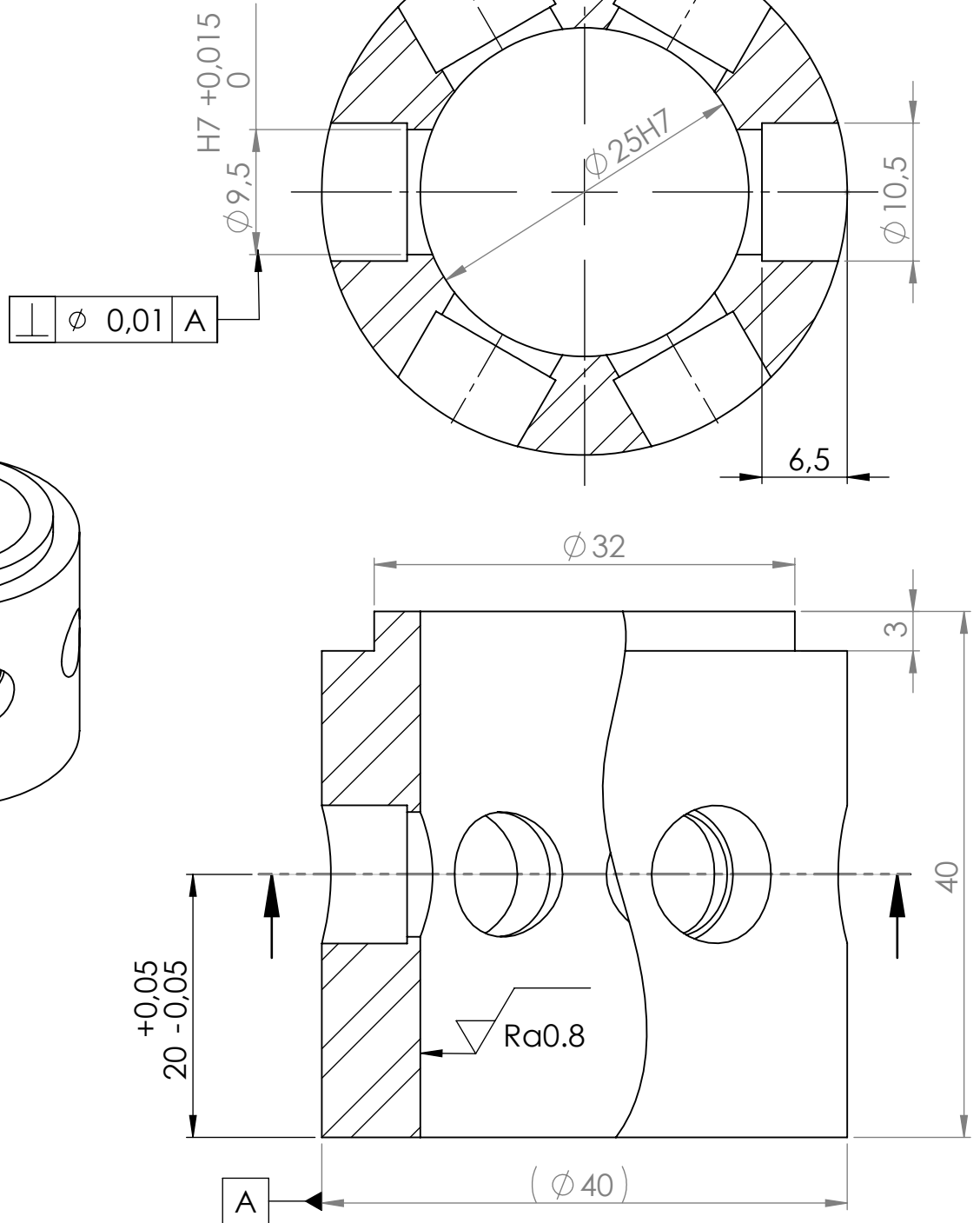
First Angle Projection



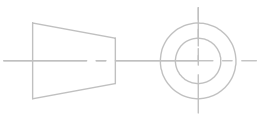
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Peça intermédia	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Varão Ø 50H6 rectificado exterior aço DIN St 52.3		DWG NO.	Desenho nº00140730002
Qtd.	1	WEIGHT:		SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1
				A4	

Anexo AA: Mecanismo de esferas

SCALE 2 : 1

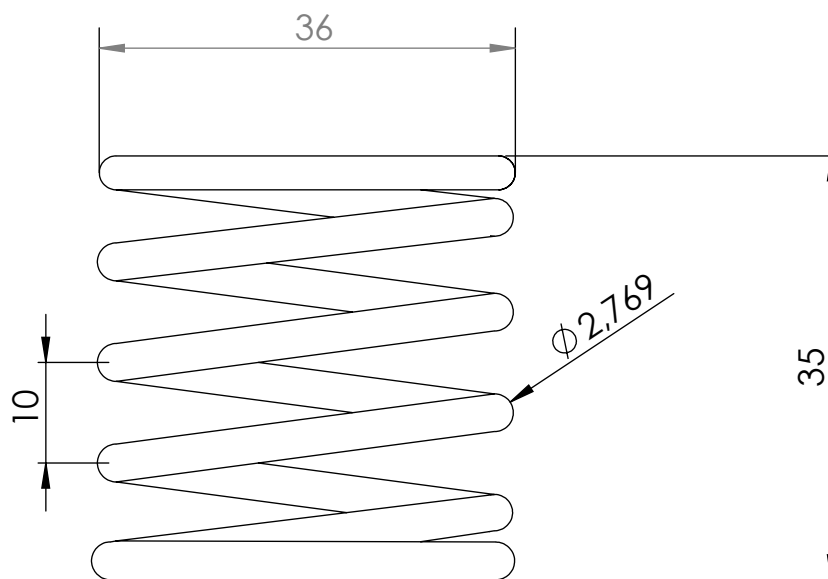


First Angle Projection

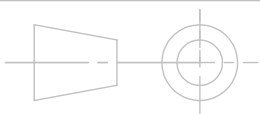


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014	Mecanismo esferas	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Varão $\phi 40f7$ retificado externo aço DIN St 53.2		DWG NO. Desenho nº00140730003	A4
Qtd.	1	WEIGHT:	SCALE:2:1	SHEET 1 OF 1	

Anexo AB: Mola

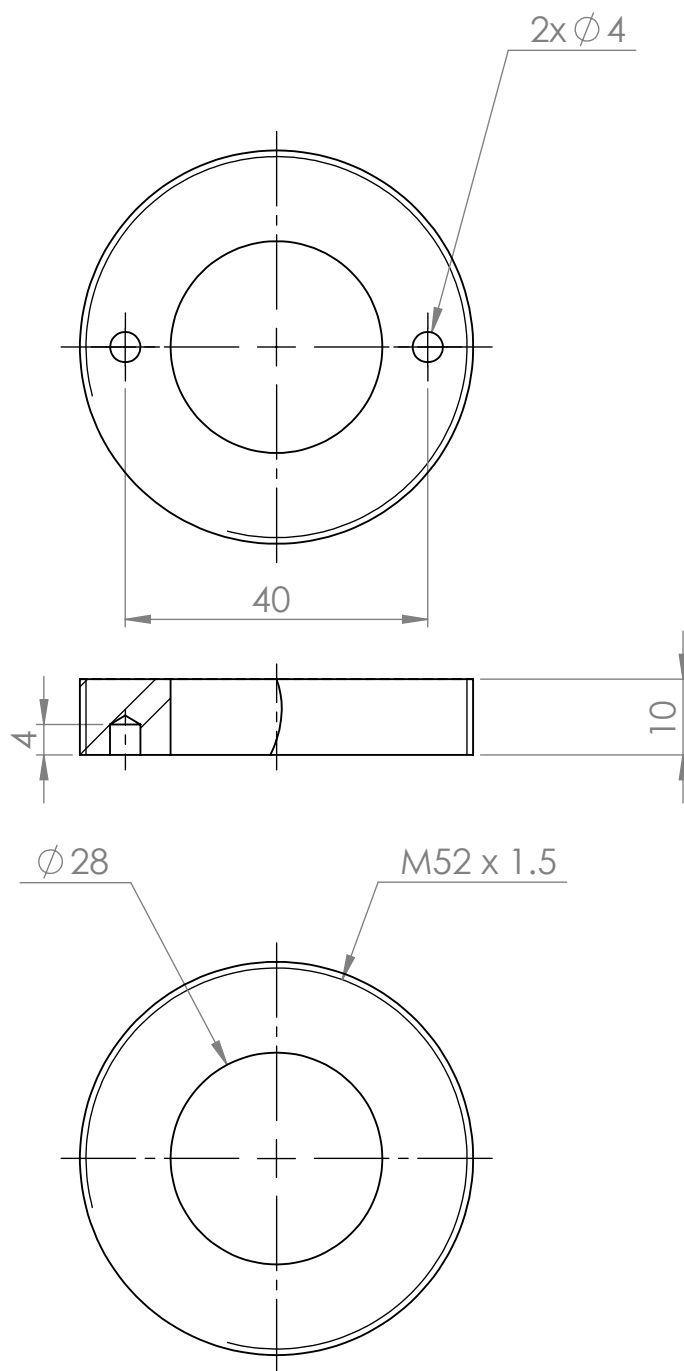


First Angle Projection

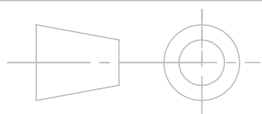


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Mola		
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço inox AISI 302		DWG NO.	Desenho nº00140730004	A4
Qtd. 1		WEIGHT:		SCALE2:1		SHEET 1 OF 1

Anexo AC: Tampa 1

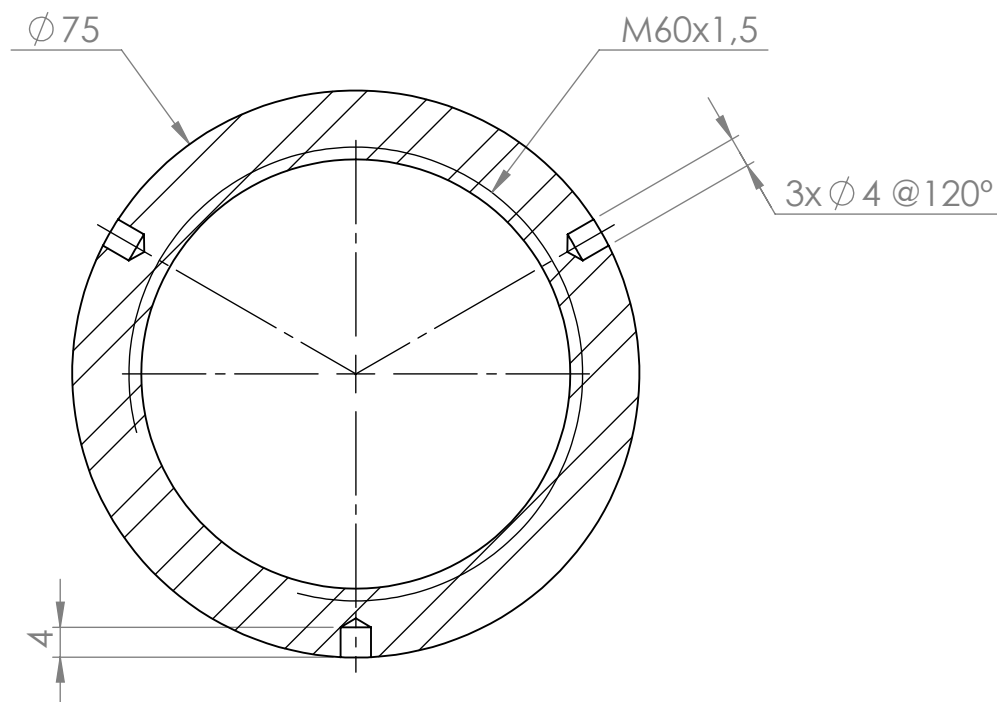
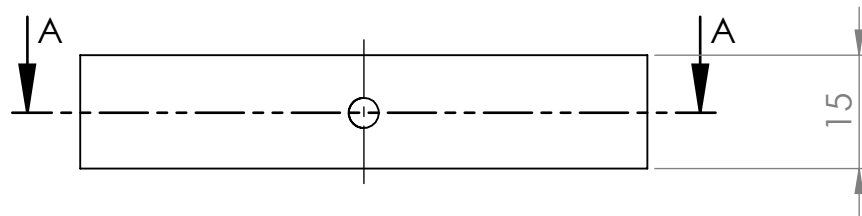


First Angle Projection



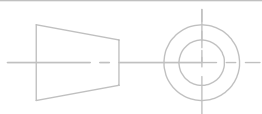
	NAME	SIGNATURE		DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro			07/2014	Tampa interior	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: aço DINck45 Zincado negro		DWG NO.	Desenho nº00140730001	A4
Qtd. 1		WEIGHT:		SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1

Anexo AD: Tampa 2



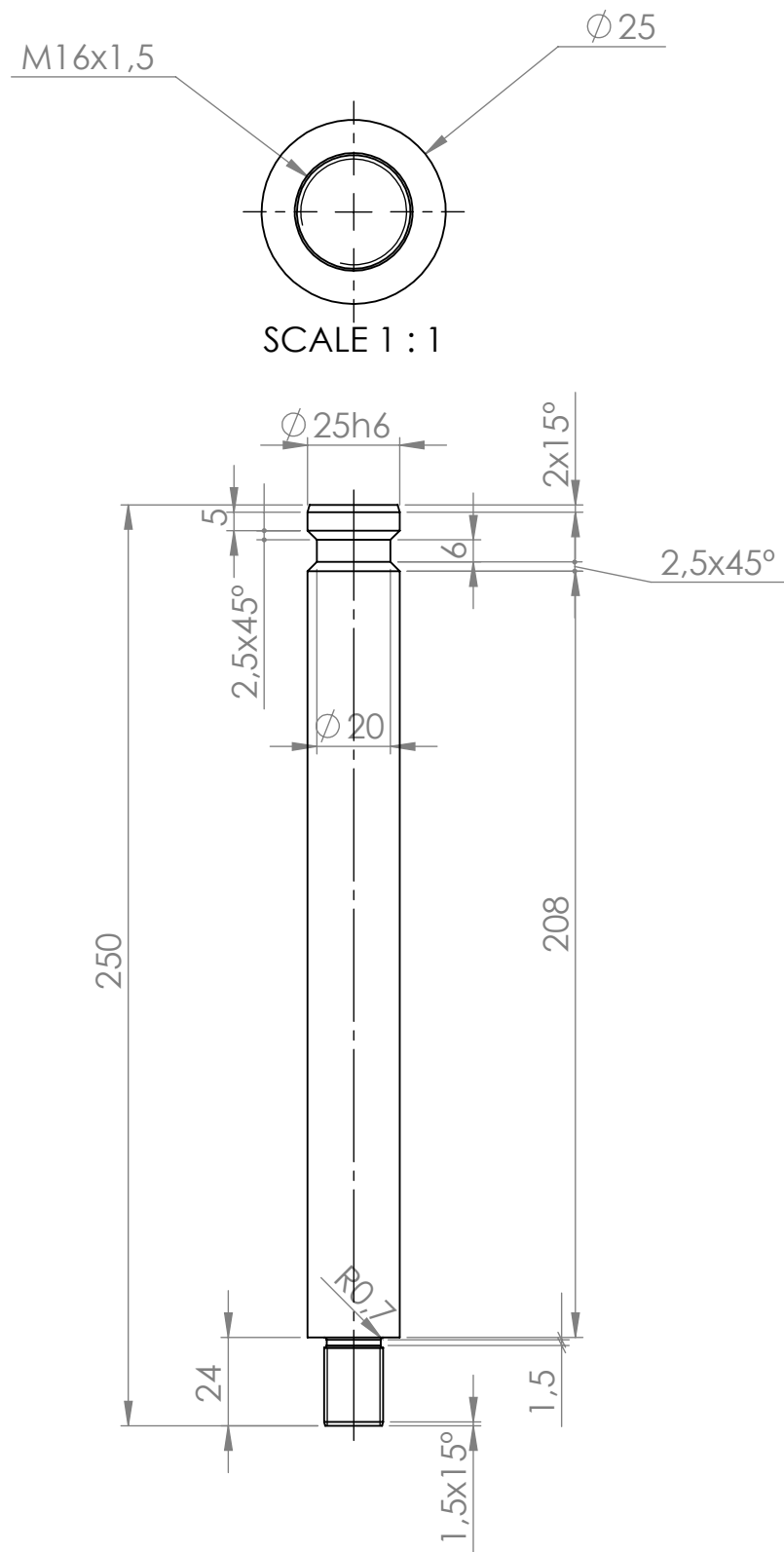
SECTION A-A

First Angle Projection

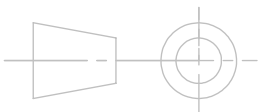


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	Tampa exterior	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		07/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45 Zincado negro		DWG NO.	Desenho nº00140730005	A4
Qtd.	1	WEIGHT:		SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1	

Anexo AE: Veio de ligação às esferas



First Angle Projection

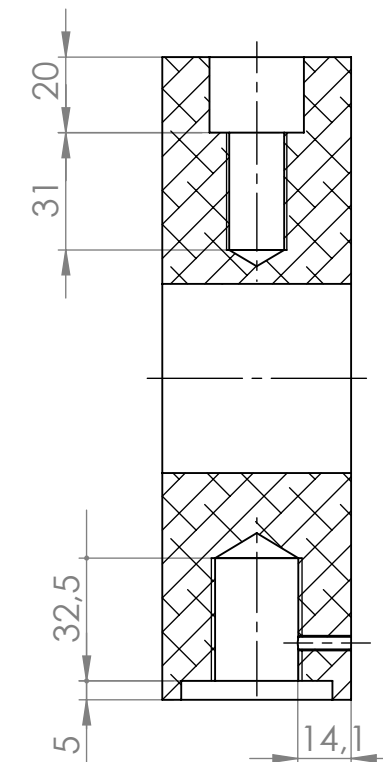
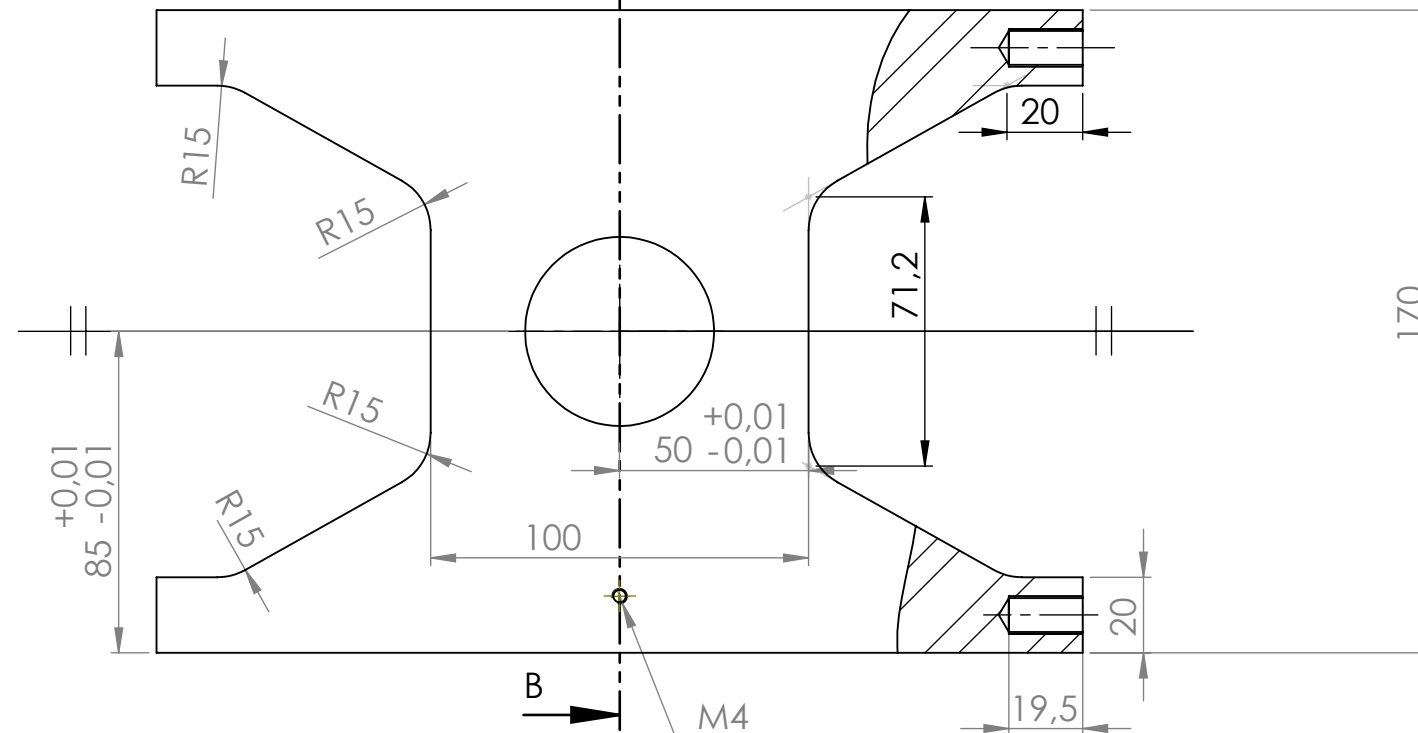
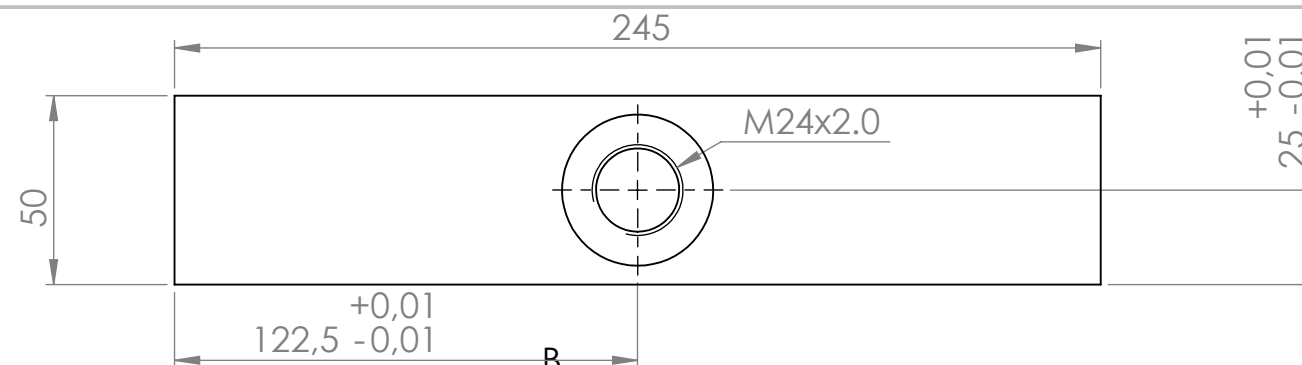
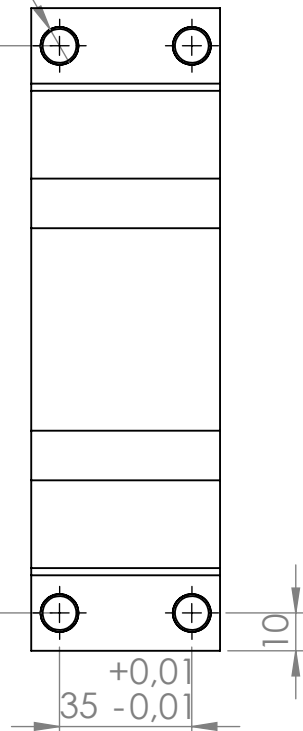


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	Ligação esferas	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		08/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45		DWG NO.	Desenho nº00140803001	A4
Qtd.	1	WEIGHT:		SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1	

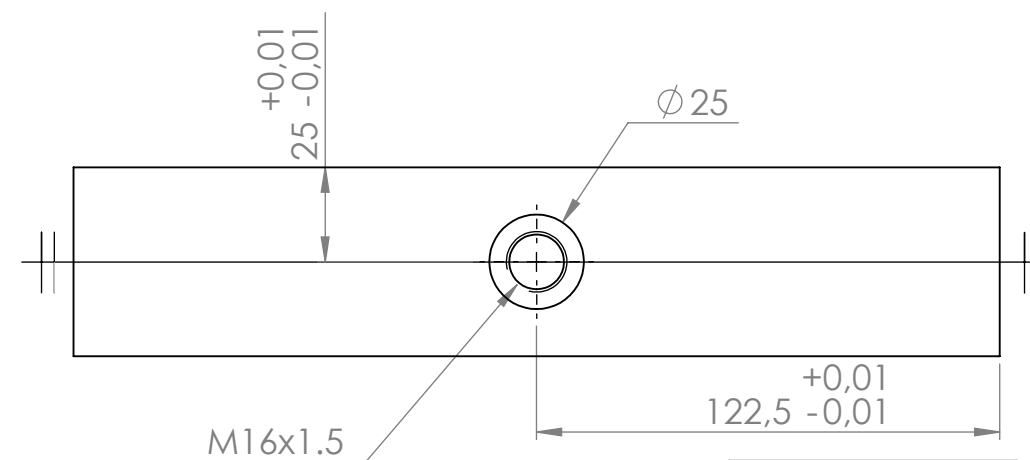
Anexo AF: Bigorna

8xM10x1.0

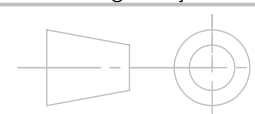
150



SECTION B-B



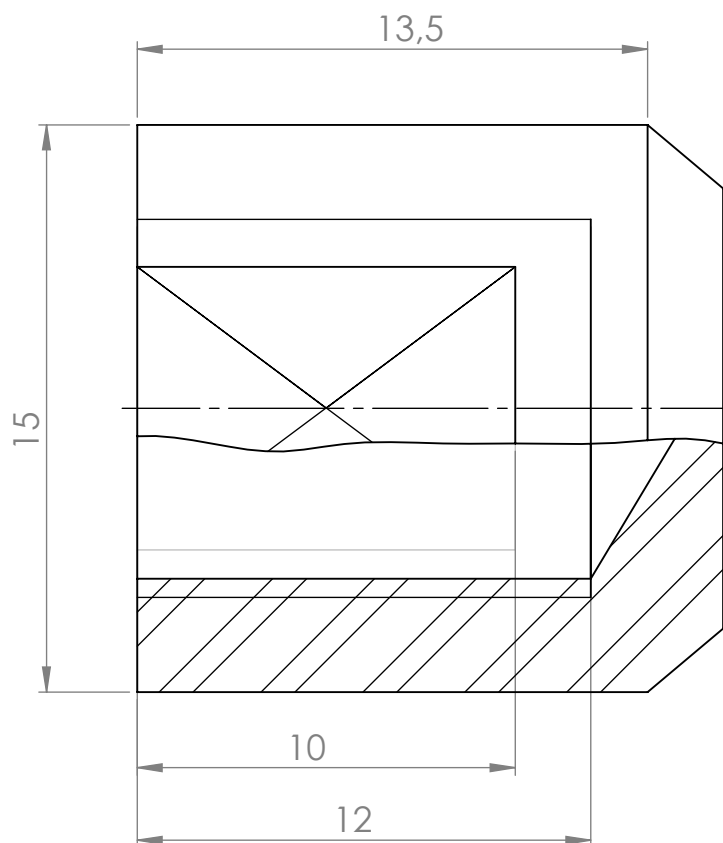
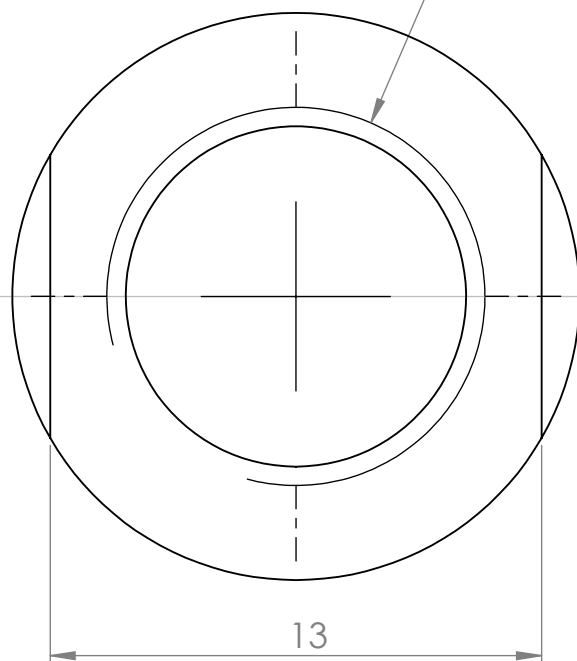
First Angle Projection



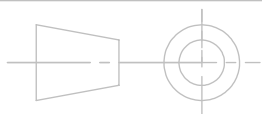
NAME		SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		08/2014	Bigorna	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-fK		MATERIAL: Al 7000 extreme		DWG NO. Desenho nº00140803002	A3
Qtd. 1		Weight		SCALE:1:2	

Anexo AG: Peça de controlo de folga

M10x1.0



First Angle Projection



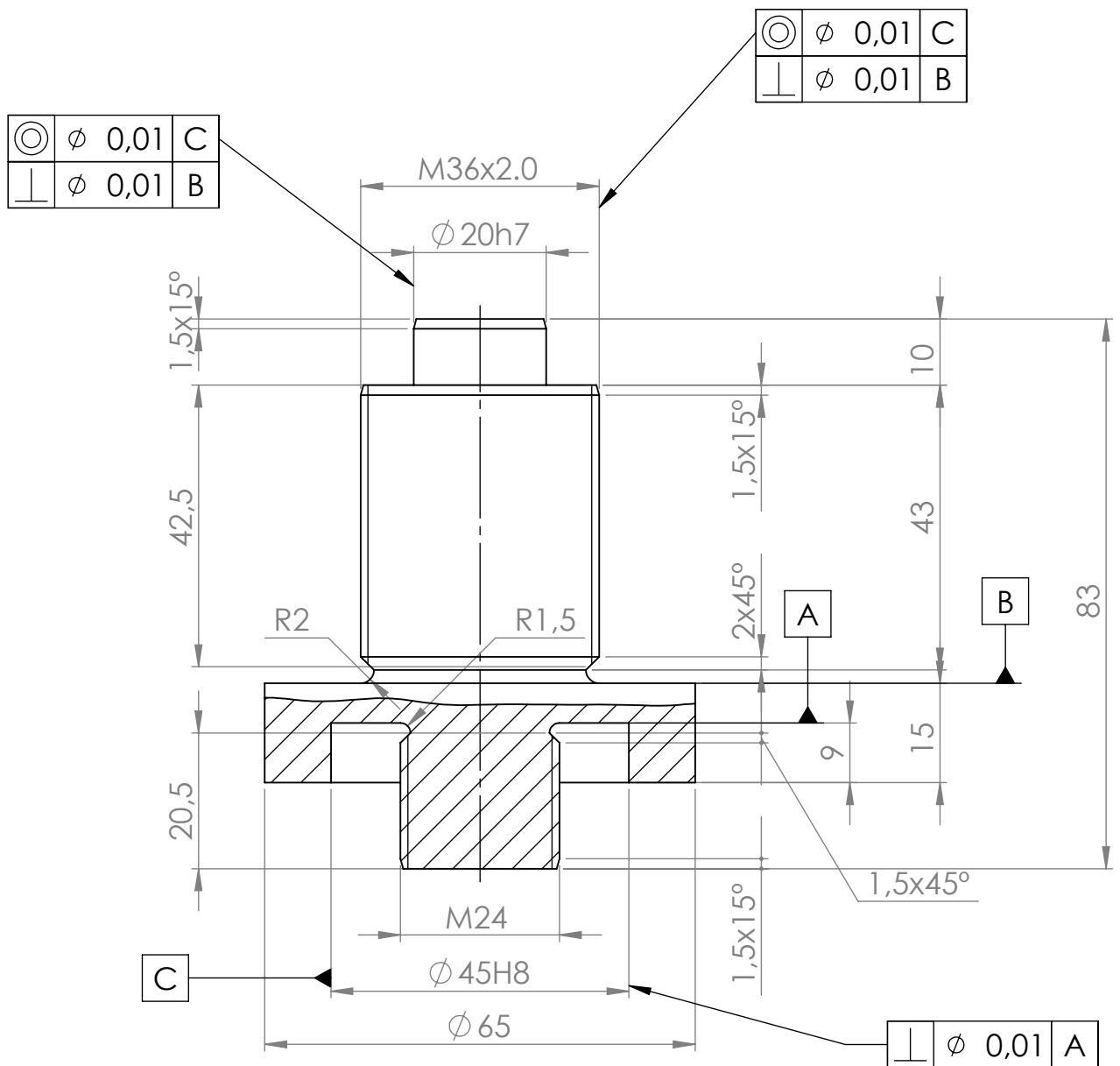
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Taco controlo folga		
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		08/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN Ck45 Zincado negro		DWG NO.	Desenho nº00140803003	A4
Qtd. 8						
		WEIGHT:		SCALE:5:1		SHEET 1 OF 1

Anexo AH: Ligação do transdutor 1

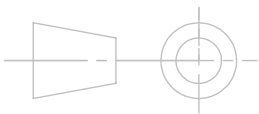
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		08/2014	Acoplamento transdutor 1	
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço inox AISI 310	DWG NO.	Desenho nº00140803004	A4
Qtd.	1	WEIGHT:	SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1

Anexo AI: Ligação do transdutor 2

Anexo AJ: Ligação do transdutor 3

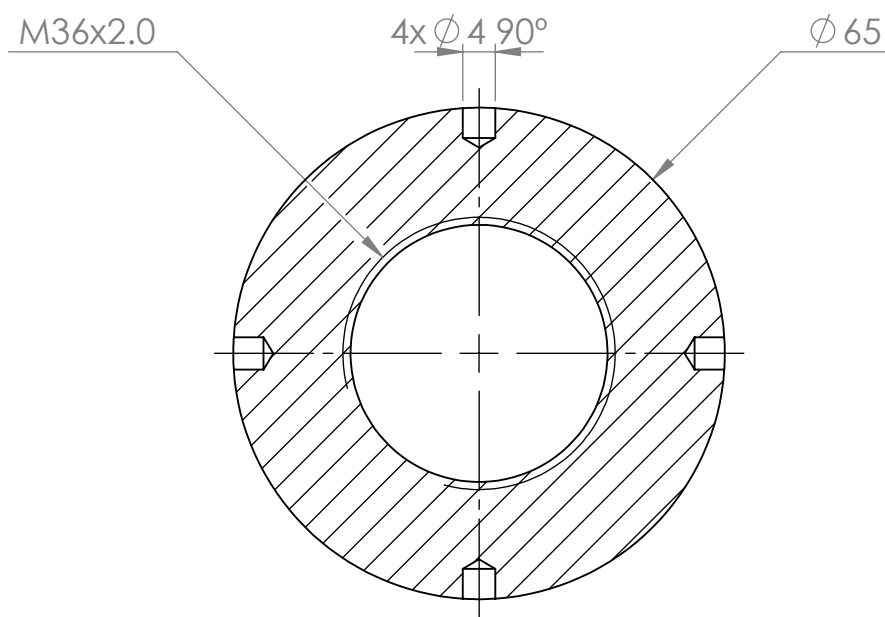
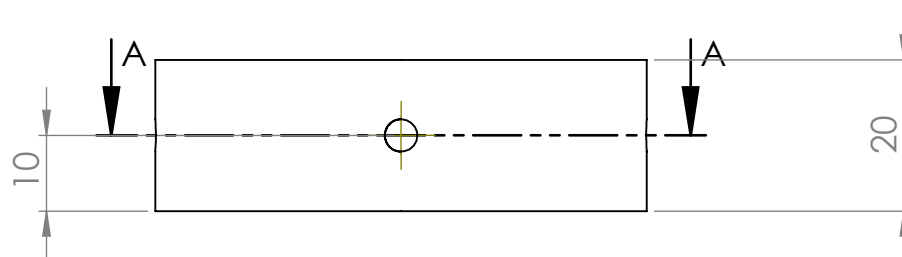


First Angle Projection



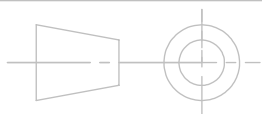
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		08/2014	Acoplamento transdutor 3
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-mK		MATERIAL:	DWG NO.	A4
Qtd. 1		Aço inox AISI 310	Desenho nº00140803006	
		WEIGHT:	SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1

Anexo AK: Contra-porca



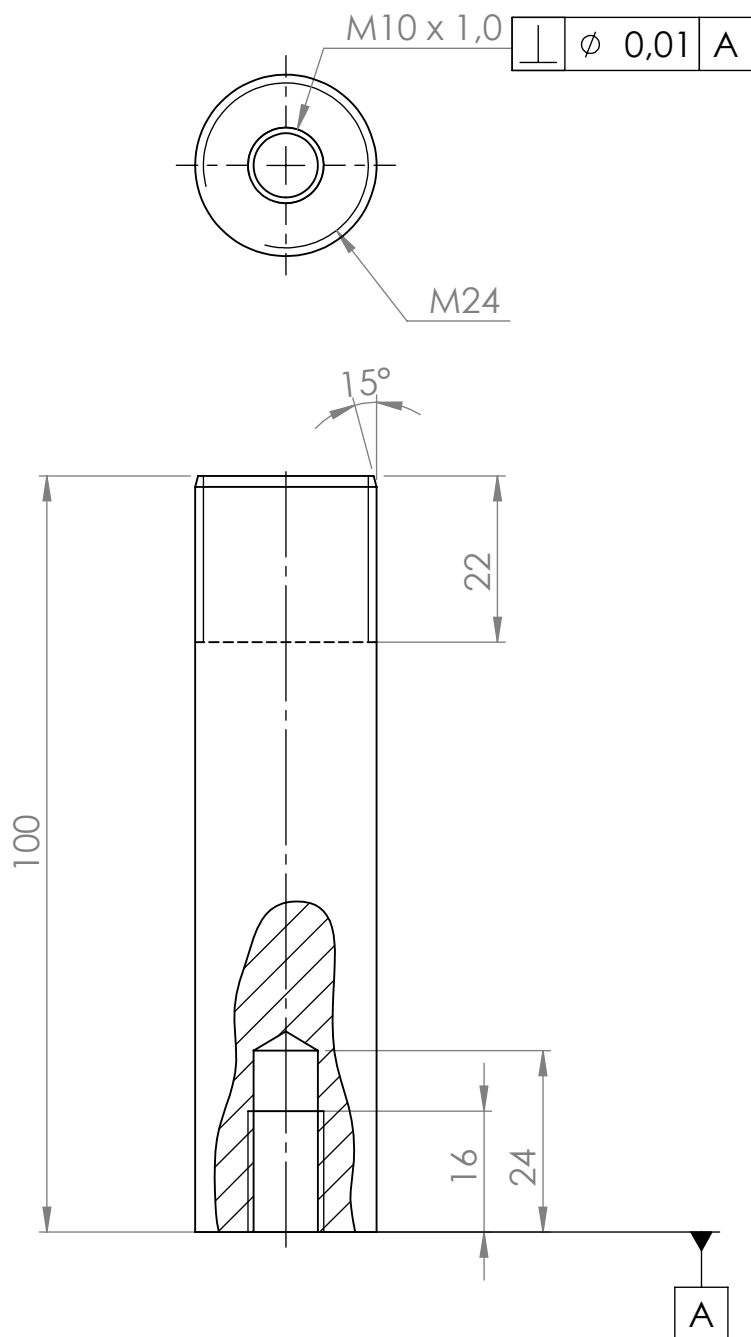
SECTION A-A

First Angle Projection

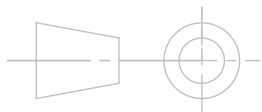


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Contra-porca		
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		08/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço inox AISI 310		DWG NO.	Desenho nº00140803007	A4
Qtd. 1		WEIGHT:		SCALE:1:1		

Anexo AL: Veio de titânio

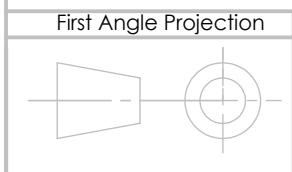
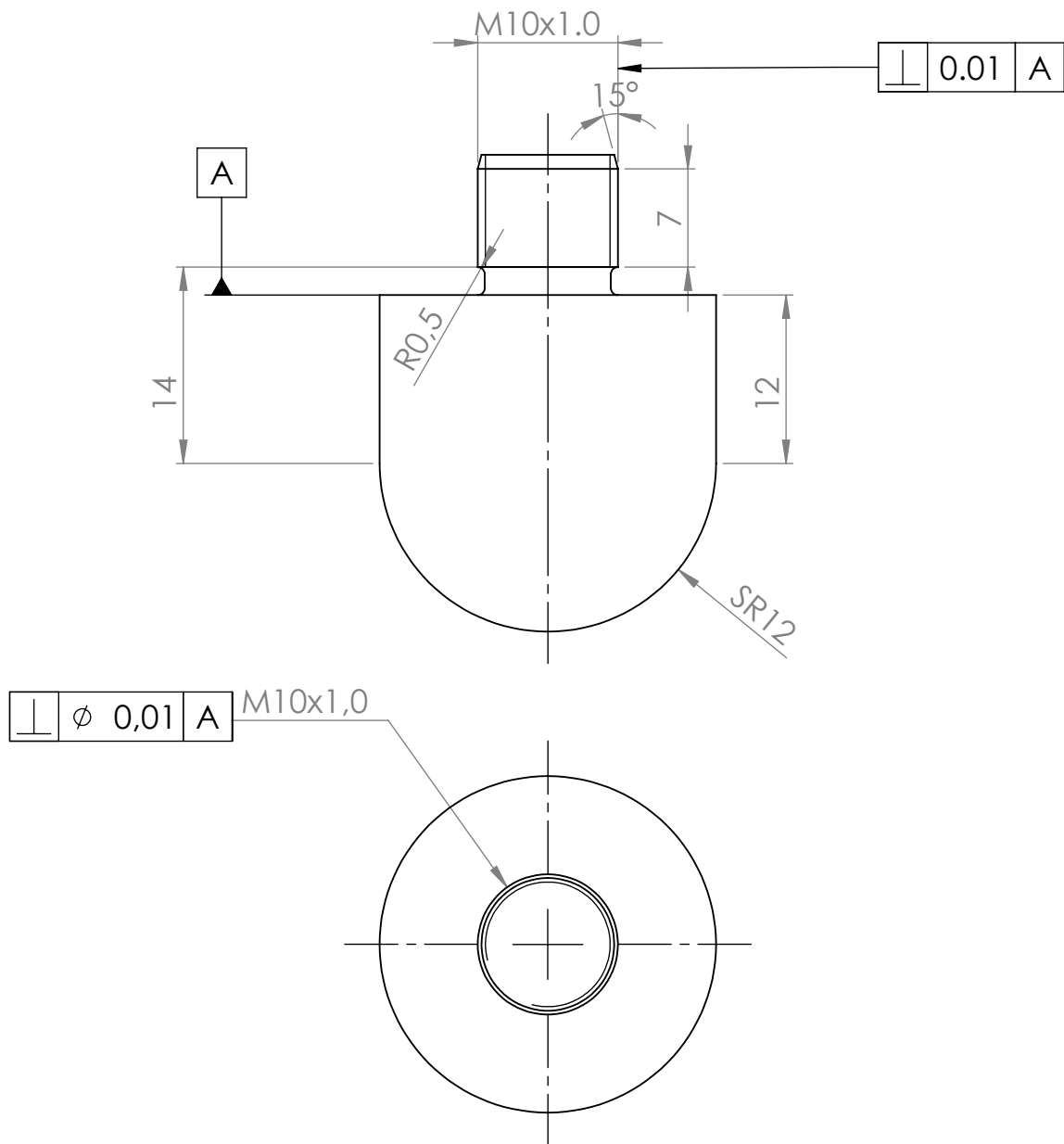


First Angle Projection



	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: <h1>Veio de Titânio</h1>			
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		08/2014				
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva						
ISO 2768-mK		MATERIAL: Ti-6Al-4V		DWG NO.		Desenho nº00140803008	A4
Qtd. 1				SCALE:1:1			
		WEIGHT:					

Anexo AM: Impactador de aço



	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	Impactador aço	
DRAWN	Carlos Manuel Castillo de Castro		08/2014			
Verif.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-mK		MATERIAL: Aço DIN X45NiCrMo4		DWG NO.	Desenho nº00140803009	A4
Qtd.	1	WEIGHT:		SCALE:2:1	SHEET 1 OF 1	